

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМЕНІ О. М. БЕКЕТОВА**

**О. В. Ромашко**

**КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ**

**з дисципліни**

**СПЕЦПИТАННЯ ГІДРАВЛІКИ  
СИСТЕМ ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ  
І ВЕНТИЛЯЦІЇ**

*(для студентів 3 курсу денної та 4 курсу заочної  
форм навчання освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр  
напряму підготовки 6.060101 «Будівництво»  
спеціальності «Теплогазопостачання і вентиляція»  
та для слухачів другої вищої освіти спеціальності  
7.06010107 «Теплогазопостачання і вентиляція»)*

**ХАРКІВ – ХНУМГ – 2013**

**Ромашко О. В.** Конспект лекцій з дисципліни «Спецпідання гідравліки систем теплогазопостачання і вентиляції» (для студентів 3 курсу денної та 4 курсу заочної форм навчання освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр напряму підготовки 6.060101 «Будівництво» спеціальності «Теплогазопостачання і вентиляція» та для слухачів другої вищої освіти спеціальності 7.06010107 «Теплогазопостачання і вентиляція») / О. В. Ромашко; Харк. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Х.: ХНУМГ, 2013. – 55 с.

Автор: О. В. Ромашко

Рецензент: доцент кафедри експлуатації газових і теплових систем  
Харківської національної академії міського господарства,  
канд. техн. наук Л. В. Гапонова

Програма побудована за вимогами кредитно-модульної системи організації навчального процесу.

Рекомендовано кафедрою експлуатації газових і теплових систем,  
протокол № 9 від 14.09.2010 р.

## З М І С Т

Вступ .....	4
<b>ЗМ 1.</b> Гідравлічні розрахунки трубопроводів систем газопостачання .....	6
<b>Тема 1.1.</b> Гідравлічний розрахунок трубопроводів з урахуванням зміни густини транспортуємої речовини. Розрахунок газопроводів високого (середнього) тиску .....	6
<b>Тема 1.2.</b> Гідравлічний розрахунок трубопроводів з урахуванням дії гравітаційного тиску. Розрахунок газопроводів низького тиску .....	10
<b>Тема 1.3.</b> Алгоритми гідравлічного розрахунку розгалужених і кільцевих газових мереж .....	14
<b>ЗМ 2.</b> Гідравлічні розрахунки трубопроводів систем теплопостачання .....	21
<b>Тема 2.1.</b> Гідравлічні режими роботи теплових мереж. Побудова п'єзометричних графіків теплових мереж .....	21
<b>Тема 2.2.</b> Гідравлічні розрахунки паропроводів насиченої та перегрітої пари ..	28
<b>Тема 2.3.</b> Гідравлічні розрахунки напірних, самопливних та емульсійних конденсатопроводів .....	31
<b>ЗМ 3.</b> Гідравлічні розрахунки вентиляційних систем .....	35
<b>Тема 3.1.</b> Гідравлічний розрахунок каналних вентиляційних систем .....	35
<b>Тема 3.2.</b> Дія потоку на перешкоди. Аеродинамічна сила, аеродинамічний коефіцієнт. Швидкість витання. Швидкість зрушування. Розрахунок систем пневмотранспорту та аспірації .....	37
<b>Тема 3.3.</b> Розрахунок ізотермічних та неізотермічних припливних вентиляційних струменів. Конвекційні струмені. Рух повітря у відсмоктуючому отворі .....	43
Рекомендовані джерела .....	55
Ресурси .....	55
Бібліотеки .....	55

## ВСТУП

Навчальна дисципліна «Спецпитання гідравліки систем ТГП і В» належить до варіативної частини циклу дисциплін професійної та практичної підготовки із спеціальних видів діяльності підготовки фахівців освітньо-професійного рівня бакалавр напряму підготовки 6.060101 «Будівництво» спеціальності «Теплогазопостачання і вентиляція».

Однією з головних складових при теоретичному аналізі та практичних розрахунках гідравлічних і аеродинамічних процесів, що протікають в системах теплогазопостачання, вентиляції, кондиціонування повітря, опалювання, гарячого водопостачання, є розділи технічної механіки рідини і газу, що присвячені вивченню специфічних задач гідравліки, виникаючих при функціонуванні санітарно технічних систем. Тому дисципліна «Спецпитання гідравліки систем ТГП і В» є однією із основних складових спеціальної підготовки фахівця з теплогазопостачання і вентиляції.

**Метою** вивчення дисципліни є: надбання студентами теоретичних знань та практичних навичок аналізу та кількісного розрахунку гідравлічних показників руху рідини і газу в трубопроводах систем теплогазопостачання і вентиляції, засвоєння методик розрахунку та умінь з конструювання указаних систем і окремих їх вузлів, моделювання процесів руху теплоносіїв та їх експериментальне дослідження.

**Предметом** вивчення дисципліни «Спецпитання гідравліки систем ТГП і В» є процеси руху рідини і газу в санітарно-технічних системах, теоретичні закономірності цих процесів, їх кількісні характеристики та методи прикладного використання цих закономірностей в інженерній практиці функціонування систем теплогазопостачання, вентиляції, кондиціонування повітря, опалювання, гарячого водопостачання.

**Завданням** вивчення дисципліни є оволодіння знанням про фізичну природу процесів руху рідини і газів в санітарно-технічних системах, засвоєння основних понять і визначень, вивчення кількісних характеристик та методів їх застосування для рішення практичних завдань по розрахунку систем ТГВ і В.

Необхідним елементом успішного засвоєння навчального матеріалу дисципліни є самостійна робота студентів з літературою, виконання практичних розрахункових завдань.

План лекційного курсу і розподіл часу за модулями та змістовими модулями з навчальної дисципліни «Спецпитання гідравліки систем ТГП і В» наведено нижче в таблиці.

Таблиця – План лекційного курсу з навчальної дисципліни «Спецпитання гідравліки систем ТГП і В»

№ з/п	Теми лекційного курсу	Кількість годин лекційних занять за формами навчання					
		Денне навчання		Заочне навчання		Друга вища освіта	
		Лекції	СРС	Лекції	СРС	Лекції	СРС
1	2	3	4	5	6	7	8
	<b>ЗМ 1.</b> Гідравлічні розрахунки трубопроводів систем газопостачання	<b>6</b>	<b>15</b>	<b>2</b>	<b>23</b>	<b>2</b>	<b>15</b>
1	Тема 1.1. Гідравлічний розрахунок трубопроводів з урахуванням зміни густини транспортуємої речовини. Розрахунок газопроводів високого (середнього) тиску	2	4	2	6	2	4
2	Тема 1.2. Гідравлічний розрахунок трубопроводів з урахуванням дії гравітаційного тиску. Розрахунок газопроводів низького тиску	2	4		6		4
3	Тема 1.3. Алгоритми гідравлічного розрахунку розгалужених і кільцевих газових мереж	2	7		11		7
	<b>ЗМ 2.</b> Гідравлічні розрахунки трубопроводів систем теплопостачання	<b>6</b>	<b>15</b>	<b>2</b>	<b>23</b>	<b>2</b>	<b>15</b>
11	Тема 2.1. Гідравлічні режими роботи теплових мереж. Побудова п'єзометричних графіків теплових мереж	2	4	2	6	2	4
12	Тема 2.2. Гідравлічні розрахунки паропроводів насиченої та перегрітої пари	2	4		6		4
13	Тема 2.3. Гідравлічні розрахунки напірних, самопливних та емульсійних конденсатопроводів	2	7		11		7
	<b>ЗМ 3.</b> Гідравлічні розрахунки вентиляційних систем	<b>4</b>	<b>10</b>	<b>2</b>	<b>14</b>	<b>2</b>	<b>15</b>
15	Тема 3.1. Гідравлічний розрахунок каналъних вентиляційних систем	1	3	2	4	2	4
16	Тема 3.2. Дія потоку на перешкоди. Аеродинамічна сила, аеродинамічний коефіцієнт. Швидкість витання. Швидкість зрушування. Розрахунок систем пневмотранспорту та аспірації	1	3		4		4
17	Тема 3.3. Розрахунок ізотермічних та неізотермічних припливних вентиляційних струменів. Конвекційні струмені. Рух повітря у відсмоктуючому отворі	2	4		6		7
	<b>Разом:</b>	<b>16</b>	<b>40</b>	<b>6</b>	<b>60</b>	<b>6</b>	<b>45</b>

# ЗМ 1. ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ ТРУБОПРОВODІВ СИСТЕМ ГАЗОПОСТАЧАННЯ

## *ТЕМА 1.1. Гідравлічний розрахунок трубопроводів з урахуванням зміни густини транспортуємої речовини. Розрахунок газопроводів високого (середнього) тиску*

1. Обґрунтування необхідності урахування зміни властивостей газу вздовж газопроводу високого (середнього) тиску.
2. Диференціальне рівняння руху газу.
3. Врахування відхилення в поведінці природних газів від законів «ідеального газу».

### *1. Обґрунтування необхідності урахування зміни властивостей газу вздовж газопроводу високого (середнього) тиску*

При розрахунку руху газу в трубопроводах слід враховувати зміну його щільності. Це пов'язано з тим, що тиск по довжині трубопроводів падає і відповідно зменшується щільність газу. Тільки газопроводи низького тиску можна розраховувати, вважаючи, що по ним рухається нестискувана рідина. У загальному випадку рух газу в газопроводах є нестационарним. Нестационарність обумовлюється як змінним режимом роботи газових промислів (змінюється число працюючих свердловин і регулюється інтенсивність відбору із них газу), змінним режимом роботи компресорних станцій (у роботу включають різне число компресорних агрегатів при різних схемах їх спільної роботи), так і змінним режимом споживання газу (що визначається числом споживачів, одержуючи в даний момент газ, і їх навантаженням).

Вказані фактори призводять до змінного в часі режиму тиску в газопроводі і зміни кількості газу, що знаходиться в ньому. Останнім визначається акумулююча ємкість газопроводів, яка дозволяє покривати нерівномірність добового графіка споживання газу. Акумулююча ємкість згладжує нерівномірність і обумовлює запізнювання в передачі змін режиму на одному кінці газопроводу в протилежний. Так, наприклад, зміна режиму споживання позначиться із запізнюванням на режимі тиску газу на початку газопроводу. У свою чергу, зміна режиму видобутку або транспортування газу позначиться із запізнюванням на режимі тиску у споживачів.

Разом з тим при проектуванні міських і промислових газопроводів в більшості випадків можна не враховувати нестационарність перебігу газу і розраховувати діаметри газопроводів на постійну витрату протягом певного відрізка часу (години, доби).

Для більшості завдань розрахунку газопроводів рух газу можна вважати за ізотермічний, а його температуру – рівній температурі ґрунту, в якому укладений газопровід. З урахуванням відміченої обставини, параметрами, що визначають потоки газу, будуть: абсолютний тиск  $P$ , щільність  $\rho$  і швидкість  $w$ . Таким чином, для визначення  $P$ ,  $\rho$ ,  $w$  система повинна складатися з трьох рівнянь.

## 2. Диференційне рівняння руху газу

Розглянемо газопровід високого (середнього) тиску довжиною  $L$  і діаметром  $d$ . Коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт Дарсі) дорівнює  $\lambda$ . Тиск на початку газопроводу  $P_n$ , в кінці –  $P_k$ . Витрата газу, що рухається по газопроводу, дорівнює  $Q$ . Щільність транспортуемого по газопроводу газу  $\rho$  змінюється відповідно зниженню тиску по його довжині.

Визначимо елементарну ділянку газопроводу довжиною  $dx$ . При проходженні цією ділянкою тиск газу зменшиться на безкінцево малу  $dP$ . Тому з точністю до безкінцево малої другого порядку тиск на елементарній ділянці  $dx$  можна вважати практично незмінним,  $P \approx \text{const}$ , а щільність транспортуемого газу постійною  $\rho = \text{const}$ .

Основним видом втрат енергії при русі газу по трубопроводу вважаємо втрати на тертя, тому для аналізу будемо використовувати рівняння для втрат тиску по довжині трубопроводу – рівняння Дарсі і рівняння стану ідеального газу – рівняння Менделєєва-Клайперона.

Розрахункову схему газопроводу наведено на рис. 1.1.

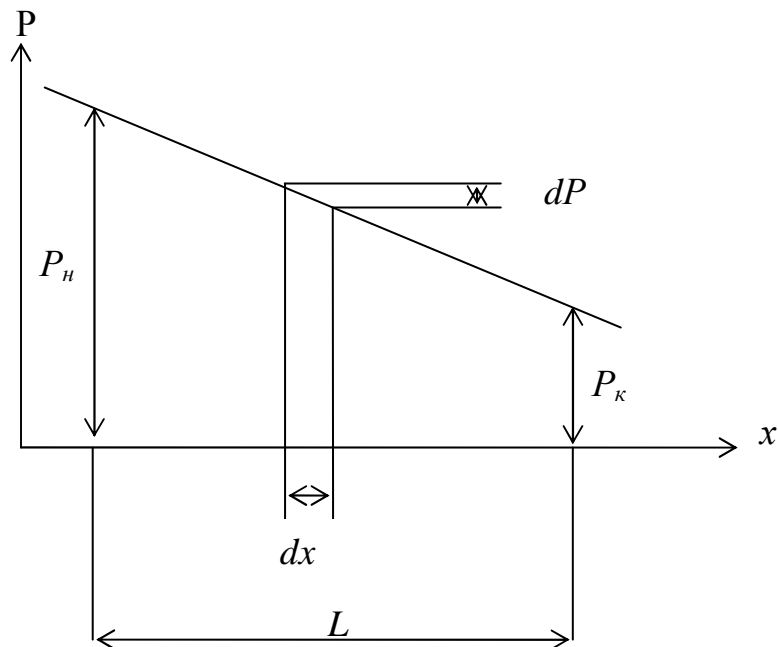


Рис. 1.1

У якості першого рівняння використовуємо рівняння Дарсі, написане в диференціальній формі, яке визначає втрати тиску на подолання гідравлічних опорів на ділянці газопроводу довжиною  $dx$ :

$$dP = -\lambda \cdot \frac{dx}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2}, \quad (1.1)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного тертя;

$d$  – внутрішній діаметр газопроводу.

Оскільки щільність газу  $\rho$  у рівнянні (1.1) величина змінна, тому і швидкість руху газу при постійному діаметрі трубопроводу буде також змінною. Для урахування зміни щільності залежно від тиску використовують рівняння стану ідеального газу

$$P = \rho \cdot R \cdot T. \quad (1.2)$$

Як третє рівняння використовують рівняння нерозривності

$$M = \rho \cdot w \cdot F = \rho_0 \cdot w_0 \cdot F = \rho_0 \cdot Q_0, \quad (1.3)$$

де  $M$  – масова витрата;

$Q_0$  – об'ємна витрата, приведена до нормальних умов.

Із рівняння (1.3) одержуємо:

$$\rho \cdot w = \frac{\rho_0 \cdot Q_0}{F}, \quad w = \frac{\rho_0 \cdot Q_0}{\rho \cdot F},$$

звідки

$$\rho \cdot w^2 = \frac{Q_0^2 \cdot \rho_0}{F^2} \cdot \frac{\rho_0}{\rho}. \quad (1.4)$$

Відношення щільності виразимо через відношення тиску, використовуючи рівняння стану ідеального газу:

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \frac{P_0 \cdot T}{P \cdot T_0}. \quad (1.5)$$

Підставимо рівняння (1.4) та (1.5) в рівняння (1.1) і розділимо змінні

$$-PdP = \frac{16}{2 \cdot \pi^2} \cdot \lambda \cdot \frac{Q_0^2}{d^5} \cdot \rho_0 \cdot P_0 \cdot \frac{T}{T_0} \cdot dx. \quad (1.6)$$

Проінтегруємо рівняння (1.6), вважаючи  $\lambda$  і  $T$  постійними в межах від  $P_n$  до  $P_k$  і від  $x = 0$  до  $x = l$  (де  $l$  – довжина газопроводу):

$$P_n^2 - P_k^2 = 1,62 \cdot \lambda \cdot \rho_0 \cdot P_0 \cdot \frac{Q_0^2}{d^5} \cdot \frac{T}{T_0} \cdot l. \quad (1.7)$$

Останнє рівняння є основним для розрахунку газопроводів як високого, так і низького тиску в припущенні ізотермічного руху газу.

Для міських газопроводів температура газу при розрахункових навантаженнях близька до  $0^\circ\text{C}$ , тому можна прийняти відношення  $T/T_0 = 1$ . За цих умов розрахункова формула набере вигляд:

$$P_n^2 - P_k^2 = 1,62 \cdot \lambda \cdot \rho_0 \cdot P_0 \cdot \frac{Q_0^2}{d^5} \cdot l. \quad (1.8)$$

Рівняння (1.8) використовують при розрахунку розподільних газопроводів середнього і високого тиску.

Обов'язково треба пам'ятати, що оскільки при виводі рівняння (1.8) вирисовувалося рівняння стану ідеального газу, то початковий і кінцевий тиск в газопроводі повинен бути виражений в абсолютних одиницях:  $P_{n \text{ абс}}$  і  $P_{k \text{ абс}}$ .

### 3. Врахування відхилення в поведінці природних газів від законів «ідеального газу»

При тиску газу більше 1,2 МПа слід враховувати відхилення в поведінці природних газів від законів ідеальних газів. Для цього в рівняння стану вводять емпіричний коефіцієнт  $z$ , який враховує ці відхилення. Рівняння стану у цьому випадку записують так:

$$P = z \cdot \rho \cdot R \cdot T. \quad (1.9)$$

Коефіцієнт  $z$  часто називають коефіцієнтом стисливості.



Коефіцієнт  $z$  можна визначити залежно від значень приведенного тиску  $\pi$  і приведеної температури  $\tau$ :

$$\pi = \frac{P}{P_{кр}}, \quad \tau = \frac{T}{T_{кр}}. \quad (1.10)$$

У цих залежностях  $P_{кр}$  і  $T_{кр}$  – критичні параметри.

Для сумішей газів при визначенні коефіцієнта  $z$  використовують середньо критичні параметри, які знаходять із наступних залежностей:

$$P_{ск} = \sum r_i \cdot P_{кр\_i}, \quad T_{ск} = \sum r_i \cdot T_{кр\_i}, \quad (1.11)$$

де  $r_i$  – об'ємна доля газу і у суміші.

Для вуглеводневих газів в області тиску і температур, що мають місце в магістральних газопроводах, коефіцієнт  $z < 1$ . Таким чином, реальні гази стискуються сильніше, ніж ідеальні.

Наприклад, при ізотермічному збільшенні тиску ідеального газу від 0,1 МПа<sub>абс</sub> до 5 МПа<sub>абс</sub>, тобто в 50 разів, його об'єм зменшиться також в 50 разів.

Якщо збільшити тиск метану ( $t = 0$  °C) то при  $P_1 = 0,1$  МПа<sub>абс</sub>  $z = 1,002$ , а при  $P_1 = 0,1$  МПа<sub>абс</sub>  $z = 1,002$  і об'єм зменшиться в 56,7 разів.

При урахуванні коефіцієнта стисливості рівняння (1.7) набере наступного вигляду:

$$P_n^2 - P_k^2 = 1,62 \cdot \lambda \cdot \rho_0 \cdot P_0 \cdot \frac{Q_0^2}{d^5} \cdot \frac{T}{T_0} \cdot l \cdot z. \quad (1.12)$$

### **Контрольні запитання:**

1. В чому полягає необхідність урахування зміни щільності транспортуемого газу по довжині газопроводу?
2. Які рівняння використовуються для встановлення залежності щільності газу від тиску?
3. В якому діапазоні тиску природний газ поводить себе як «ідеальний газ»?
4. Який систему підрахунку тиску – абсолютну чи манометричну слід використовувати при розрахунках газопроводів високого (середнього) тиску?
5. При якому рівні тиску слід враховувати відміну властивостей природного газу від «ідеального»?
6. Яку величину називають коефіцієнтом стисливості? Що вона відображає?
7. Обґрунтуйте припущення про ізотермічність режиму руху газу в газопроводі.

## **ТЕМА 1.2. Гідравлічний розрахунок трубопроводів з урахуванням дії гравітаційного тиску. Розрахунок газопроводів низького тиску**

1. Розрахункові залежності для газопроводів низького тиску.
2. Визначення коефіцієнту гідравлічного тертя і втрат тиску при розрахунку газопроводів.
3. Урахування дії гравітаційного тиску при розрахунку газопроводів низького тиску.

### **1. Розрахункові залежності для гідравлічного розрахунку газопроводів низького тиску**

Вихідним рівнянням для розрахунку газопроводів низького тиску є загальне розрахункове рівняння (1.8):

$$P_n^2 - P_k^2 = 1,62 \cdot \lambda \cdot \rho_0 \cdot P_0 \cdot \frac{Q_0^2}{d^5} \cdot l. \quad (1.13)$$

Для отримання залежності для газопроводів низького тиску розкладемо різницю квадратів тиску на співмножники:

$$P_n^2 - P_k^2 = (P_n - P_k) \cdot (P_n + P_k) = (P_n - P_k) \cdot 2 \cdot \frac{(P_n + P_k)}{2} = (P_n - P_k) \cdot 2 \cdot P_{cp}, \quad (1.14)$$

де  $P_{cp} = \frac{(P_n + P_k)}{2}$  – середньоарифметичне значення початкового і кінцевого тиску.

Для газопроводів низького тиску  $P_{cp} \approx P_0$ , тоді із рівняння (1.13) і (1.14) отримуємо:

$$P_n - P_k = \frac{1}{2} \cdot 1,62 \cdot \lambda \cdot \rho_0 \cdot \frac{Q_0^2}{d^5} \cdot l \cdot \frac{P_0}{P_{cp}} = 0,81 \cdot \lambda \cdot \rho_0 \cdot \frac{Q_0^2}{d^5} \cdot l. \quad (1.15)$$

Рівняння (1.15) є основним для розрахунку газопроводів низького тиску.

Із порівняння рівнянь (1.8), (1.14) і (1.15) можна отримати зв'язок між втратами тиску в газопроводах високого тиску і втратами тиску в газопроводах низького тиску:

$$(P_n - P_k)_{вт} = \frac{1,62}{2} \cdot \lambda \cdot \frac{Q_0^2}{d^5} \cdot \rho_0 \cdot l \cdot \frac{P_0}{P_{cp}} = (P_n - P_k)_{нт} \cdot \frac{P_0}{P_{cp}}. \quad (1.16)$$

З рівняння (1.16) витікає, що втрати тиску в газопроводах високого тиску в стільки раз менше втрат в газопроводах низького тиску (при однакових значеннях  $Q_0, \rho_0, \lambda, l, d$ ), в скільки разів середньоарифметичний тиск в них ( $P_{cp}$ ) більше тиску в газопроводах низького тиску (нормального тиску  $P_0$ ). Цей висновок пояснює економічні переваги газопроводів високого тиску, оскільки, зберігаючи ті ж перепади, що і для низького тиску (для високого вони будуть більші), можна отримати менші діаметри газових мереж.

### **2. Визначення коефіцієнту гідравлічного тертя і втрат тиску при розрахунку газопроводів**

Точність розрахунку газопроводів визначиться залежністю коефіцієнту гідравлічного тертя  $\lambda$  від тиску.

Величина  $\lambda$  залежить від числа Рейнольдса, яке слабо залежить від тиску. Цю залежність можна представити так:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{\rho \cdot w \cdot (\pi \cdot d^2 / 4)}{\mu \cdot d \cdot \pi / 4} = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot \mu \cdot d} = \frac{4 \cdot \rho_0 \cdot Q_0}{\pi \cdot \mu \cdot d}, \quad (1.17)$$

де  $\nu$  і  $\mu$  – кінематична і динамічна в'язкість.

Із зміною тиску масова витрата  $M$  не змінюється, тому число  $Re$  залежатиме від значення  $\mu$ . Але динамічна в'язкість метану при  $t = 0^\circ\text{C}$  із зміною тиску від 0,1 МПа до 2 МПа збільшується всього на 3,5%.

Тому практично можна вважати, що режим руху газу не змінюється. Вищесказане дозволяє таблиці, складені для низького тиску, використовувати для розрахунку газопроводів високого тиску. Це доцільно і дає велику точність при розрахунку газопроводів середнього або високого тиску, коли перепади тиску на ділянках дуже малі, тобто  $(\Delta P / P_{cp}) \ll 1$ .

Таке положення характерне для промислових і внутрішніх об'єктових газопроводів.

Із порівняння рівнянь (1.13) і (1.14) отримуємо наступне співвідношення:

$$(P_n^2 - P_k^2)_{\text{em}} / (P_n - P_k)_{\text{nm}} = 2 \cdot P_{cp}, \quad (1.18)$$

яке справедливе при використанні однакових розмірностей як у формулі (1.8), так і у формулі (1.15). Таким чином, табличні дані, що визначають втрати квадрата тиску в газопроводах високого і середнього тиску і втрати тиску в газопроводах низького тиску, зв'язані між собою співвідношенням (1.18).

Якщо у формули (1.8) і (1.15) підставити вираз, що визначає коефіцієнт тертя, який залежить від режиму руху газу, матеріалу газопроводу, способів виготовлення труб, і їх з'єднання, а також від якості монтажу і експлуатації газопроводів, то отримаємо робочі формули для розрахунку газопроводів.

Формули, що рекомендуються ДБН для визначення коефіцієнта тертя, слідуючи:

1) в області ламінарного режиму при величинах  $Re < 2000$ :

$$\lambda = \frac{64}{Re}; \quad (1.19)$$

2) при критичному режимі при  $2000 < Re < 4000$ :

$$\lambda = 0,0025 \cdot \sqrt[3]{Re}; \quad (1.20)$$

3) при турбулентному режимі при  $Re > 4000$ :

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{k_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (1.21)$$

де  $k_3$  – коефіцієнт еквівалентній шорсткості, (м):

для сталевих газопроводів  $k_3 = 0,0001$  (м);

для поліетиленових газопроводів  $k_3 = 0,000045$  (м).

Втрати тиску на місцевих опорах визначають по формулі:

$$\Delta P_{mo} = \sum \zeta \cdot \rho \frac{w^2}{2}, \quad (1.22)$$

де  $\Delta P_{mo}$  – втрата тиску на місцевих опорах розрахункової ділянки (розрахункову ділянку вибирають так, щоб у нього витрата і діаметр були постійними);

$\sum \zeta$  – сума коефіцієнтів місцевих опорів розрахункової ділянки;

$w$  – швидкість руху газу;

$\rho$  – щільність газу.

При розрахунку газопроводів втрати на місцевих опорах враховують через еквівалентні довжини. Еквівалентну довжину місцевих опорів визначають по формулі:

$$\Delta P_{mo} = \sum \zeta \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} = \lambda \cdot \frac{l_e}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2}, \quad (1.23)$$

звідси

$$l_e = \frac{\sum \zeta \cdot d}{\lambda}. \quad (1.24)$$

При розрахунку розподільних міських мереж втрати на місцевих опорах зазвичай враховують як частку від втрат на тертя. ДБН рекомендують приймати втрати на місцевих опорах величиною, рівною 5-10% втрат на тертя.

При розрахунку розподільних газопроводів невеликої протяжності і складної конфігурації, а також при розрахунку внутрішньо-будинкових і внутрішньо-цехових газопроводів втрати тиску на місцевих опорах слід розраховувати по викладеній вище методиці. Значення коефіцієнтів місцевих опорів приведені в спеціальній літературі.

### **3. Урахування дії гравітаційного тиску при розрахунку газопроводів низького тиску**

Якщо окремі ділянки газопроводів мають різні геометричні відмітки по висоті, то в газопроводах низького тиску виникає додатковий надлишковий тиск, величина якого пропорційна різниці щільності повітря і газу. Величину цього додаткового надлишкового тиску можна визначити таким чином.

У перетині  $I-I$  (рис. 1.2) поблизу поверхні землі в газопроводі буде абсолютний тиск  $P_z^I$  і барометричний тиск  $P_{бар}^I$ . Із збільшенням висоти тиск в газопроводі і барометричний тиск зменшуються. Це зменшення визначається по рівняннях:

$$P_z^{II} = P_z^I - \rho_z \cdot g \cdot H, \quad (1.25 \text{ а})$$

$$P_{бар}^{II} = P_{бар}^I - \rho_{нов} \cdot g \cdot H. \quad (1.25 \text{ б})$$

При використанні газу необхідно знати надлишковий тиск, оскільки він визначають продуктивність газових приладів і газовикористовуючих установок.

Надлишковий тиск в перетинах  $I-I$  і  $II-II$ , (дивись рис. 1.2) відповідно будуть рівні:

$$P_{надл}^I = P_z^I - P_{бар}^I, \quad (1.26 \text{ а})$$

$$P_{надл}^{II} = P_z^{II} - P_{бар}^{II}. \quad (1.26 \text{ б})$$

Порівнюючи рівняння (1.25) і (1.26) отримаємо:

$$P_{\text{надл}}^{\text{II}} = (P_{\text{г}}^{\text{I}} - g \cdot \rho_{\text{г}} \cdot H) - (P_{\text{бар}}^{\text{I}} - g \cdot \rho_{\text{нов}} \cdot H) = P_{\text{надл}}^{\text{I}} + g \cdot H \cdot (\rho_{\text{нов}} - \rho_{\text{г}}). \quad (1.27)$$

Із формули (1.27) витікає, що надлишковий тиск газу збільшився на

$$\Delta P = g \cdot H \cdot (\rho_{\text{нов}} - \rho_{\text{г}}), \quad (1.28)$$

звідси витікає, що додатковий тиск газу із збільшенням висоти виникає тому, що абсолютний тиск в газопроводі падає у меншій мірі, чим барометричний тиск. У формулі (1.28) величина  $H$  (м) означає різницю геометричних відміток в кінці і на початку газопроводу.

При підйомі газопроводу значення  $H$  буде позитивним, а при опусканні – негативним. Якщо газ важчий за повітря (наприклад, пропан-бутан), то додатковий тиск буде негативним (надлишковий тиск в газопроводі зменшується). Додатковий надлишковий тиск враховують при розрахунку міських і промислових газопроводів низького тиску при різко вираженому змінному рельєфі місцевості, а також при розрахунку внутрішньобудинкових і внутрішньоцехових газопроводів низького тиску.

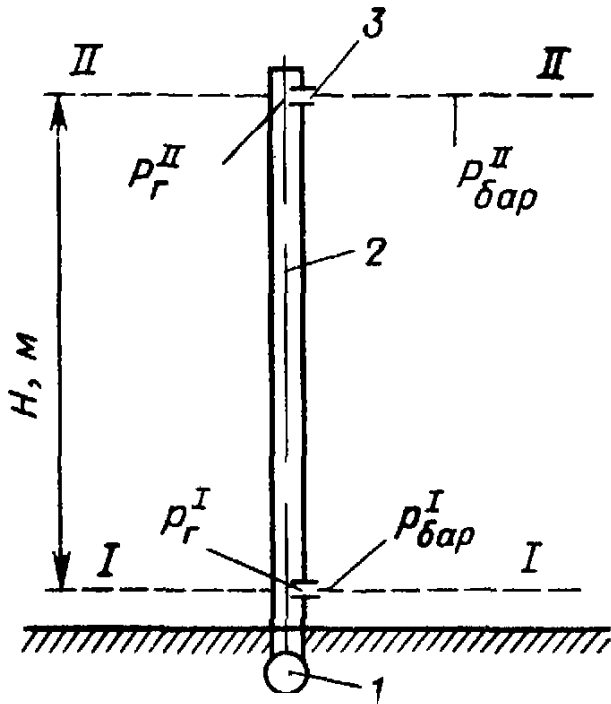


Рис. 1.2

### Контрольні запитання:

1. Обґрунтуйте припущення про можливість неврахування зміни щільності транспортуємого газу по довжині газопроводу низького тиску.
2. Які рівняння використовуються для одержання розрахункової залежності для газопроводу низького тиску?
3. Назвіть зони гідравлічного опору?
4. Який систему підрахунку тиску – абсолютну чи манометричну слід використовувати при розрахунках газопроводів низького тиску?
5. Які залежності використовуються для визначення втрат тиску в газопроводах?
6. Що таке «гравітаційний тиск», що виникає на вертикальних ділянках газопроводів? За рахунок чого він з'являється?
7. Як залежить величина гравітаційного тиску, що виникає у вертикальному газопроводі, від властивостей транспортуємого газу?

### ***ТЕМА 1.3. Алгоритми гідравлічного розрахунку розгалужених і кільцевих газових мереж***

1. Задачі гідравлічних розрахунків систем газопостачання.
2. Розрахунок газових мереж високого (середнього) тиску.
3. Розрахунок вуличних газових мереж низького тиску.

#### ***1. Задачі гідравлічних розрахунків систем газопостачання***

Мета розрахунку – визначення діаметрів трубопроводів для проходження розрахункової (максимально-годинної) витрати газу при допустимих втратах тиску (це так звана пряма задача гідравлічного розрахунку), або, навпаки, – знаходження втрат тиску при транспорті необхідної кількості газу по існуючих трубопроводах (обернена задача). При проектуванні системи газопостачання, як правило, вирішують пряму задачу, а при її реконструкції – обернену.

Вимогами нормативних документів гідравлічний розрахунок газопроводів необхідно переважно виконувати за допомогою ЕОМ. При неможливості (відсутність програми розрахунку на ЕОМ) або недоцільності (мала кількість ділянок мережі) гідравлічний розрахунок газопроводів дозволяється виконувати за допомогою номограм, які наведені у довідкових джерелах.

#### ***2. Розрахунок газових мереж високого (середнього) тиску***

Джерелом газопостачання мереж високого (середнього) тиску є газорозподільчі станції (ГРС), кількість яких визначають в залежності від чисельності населення, яке забезпечується сітвовим природним газом, а тиск газу на виході з ГРС – у відповідності з прийнятою структурною схемою газової мережі.

Гідравлічний режим роботи газопроводів призначають, виходячи з умов максимального використання розрахункового перепаду тиску. Доцільною і економічно обґрунтованою вважається така втрата тиску в мережі - не більше 40 % від абсолютного значення тиску газу на виході з джерела. Наприклад, у розподільній мережі газопроводів високого тиску II категорії (тиск газу на виході з ГРС – 0,7 МПа) максимально-допустимий перепад тиску становить 0,28 МПа, тобто на вході у сітвові газорегуляторні пункти (ГРП), інші найбільш віддалені від ГРС споживачі допускається мінімальний тиск 0,42 МПа. Для мережі середнього тиску це відповідно 0,4; 0,16 і 0,24 МПа.

Розрахунок розподільчих мереж виконують у наступній послідовності:

1. Накреслюють розрахункову схему газопроводів, на яку наносять:

а) місця розміщення ГРС, зосереджених споживачів із вказівкою їх шифрів і навантажень (максимальних годинних витрат газу);

б) з'єднують усіх споживачів з джерелом газопостачання, тобто будують з дотриманням вимог ДБН схему газопроводів високого (середнього) тиску з поділом на ділянки. Нумерацію вузлів виконують, починаючи від джерела газопостачання до місця знаходження найбільш віддаленого споживача. Розрахунковою вважається ділянка трубопроводу постійного діаметра зі сталою витратою газу, яка розташована між двома суміжними вузлами;

в) розрахункові витрати і геометричні довжини ділянок.

В розрахункових схемах витрати газу спочатку наносять на відгалуженнях до кожного окремого споживача, користуючись даними, які наведені у зведеній таблиці витрат газу його споживачами. На магістральних ділянках мережі витрати газу визначають як суму витрат для всіх відгалужень, починаючи розрахунок від самого віддаленого від ГРС споживача і закінчуючи ділянкою, яка розглядається.

2. На розрахунковій схемі вибирають так звану головну магістраль – це мережа газопроводів, по яких транспортується газ від ГРС до найбільш віддаленого споживача, і в першу чергу розраховують її, а вже потім – всі інші ділянки газорозподільної системи. Для головної магістралі обчислюють питому різницю квадратів тиску (МПа<sup>2</sup>/м):

$$A = \frac{P_1^2 - P_k^2}{\sum L_{pi}}, \quad (1.29)$$

де  $P_1$  – абсолютний тиск газу на виході з ГРС, МПа;

$P_k$  – те ж, на вході у найбільш віддалений споживач, МПа;

$L_{pi}$  – розрахункова довжина  $i$ -ої ділянки головної магістралі, м;

$n$  – кількість ділянок головної магістралі.

Так як гідравлічний розрахунок газопроводів виконують методом питомих втрат тиску на тертя, то втрати тиску в місцевих опорах враховують як частку втрат тиску по довжині. З цією метою вводиться поняття «розрахункова довжина ділянки». Для вуличних газопроводів населених пунктів розрахункову довжину вимогами ДБН В.2.5-20-2001 дозволено визначати за спрощеною методикою, враховуючи втрати тиску в місцевих опорах у розмірі 10% від втрат тиску по довжині. Відповідно,

$$L_p = 1,1 \cdot L_i. \quad (1.30)$$

Для першої ділянки головної магістралі (нехай це буде ділянка 1-2) знаходять розрахункову різницю квадратів тисків:

$$(P_1^2 - P_2^2)_{p1-2} = A \cdot L_{p1-2}, \quad (1.31)$$

де  $L_{p1-2}$  – розрахункова довжина першої ділянки, м.

Для інших ділянок головної магістралі розрахункову різницю квадратів тиску визначають аналогічно.

3. Орієнтуючись на розрахункову різницю квадратів тиску  $(P_1^2 - P_2^2)_p$  за номограмою для сталевих або для – поліетиленових труб, в залежності від витрати газу на ділянці та її довжини підбирають діаметр газопроводу, уточнюють дійсне значення величини  $(P_1^2 - P_2^2)_d$ .

Особливістю вибору діаметрів за допомогою номограм є те, що її шкали номограм мають певні обмеження:

а) по довжині – максимальна довжина ділянки не перевищує 100 м;

б) по витраті газу – максимальна витрата газу не перевищує 1 млн. м<sup>3</sup>/год.

У випадку, коли розрахункова довжина ділянки, діаметр якої визначають, перевищує 100 (1000) м, її зменшують у 10 (100) разів, одночасно зменшуючи різницю квадратів тиску, яку знаходять за формулою (1.31), у стільки ж разів (між втратою тиску і довжиною існує лінійна залежність). Отримане після гідравлічного розрахунку дійсне значення різниці квадратів тиску збільшують у

стільки разів, у скільки разів зменшували розрахункову різницю квадратів тиску.

Якщо витрата газу на ділянці перевищує 1 млн. м<sup>3</sup>/год., то її значення зменшують у 10 (100) разів, а різницю квадратів тиску, яку знаходять за формулою (1.31), зменшують у цьому випадку у 100 (10000) разів (між втратою тиску і витратою існує квадратична залежність). Після визначення діаметра ділянки отримане значення різниці квадратів тиску збільшують відповідно у 100 (10000) разів.

Тоді значення тиску в кінці ділянки дорівнює:

$$P_2 = \sqrt{P_1^2 - (P_1^2 - P_2^2)_{д1-2}} \quad (1.32)$$

Отриманий відповідно до формули (1.32) тиск є початковим для наступної за напрямком руху газу ділянки, тобто ділянки 2-3.

Нев'язка тисків у найбільш віддаленого споживача, отриманого розрахунковим шляхом і прийнятого  $P_k$ , не повинна перевищувати 10%.

За умови побудови шкали тисків номограми в одиницях тиску «кПа» гідравлічний розрахунок газопроводів слід виконувати в цих розмірних одиницях.

Мінімальний умовний діаметр газопроводів згідно вимог ДБН приймають не менший за 50 мм. Для вуличних газопроводів сільських населених пунктів умовний діаметр ділянки повинен бути не менший за 40 мм.

4. При ув'язуванні відгалужень (або півкільць – якщо прийнята кільцева схема системи газопостачання) у вузлових точках попередньо визначають тиск газу: для кільцевої схеми – у точках розподілу і сходження потоків газу, для відгалуження – у точках підключення відгалуження до головної магістралі і у найбільш віддаленого споживача відгалуження (відповідно до описаного вище розрахунку головної магістралі), а потім за формулою (1.29) знаходять питому різницю квадратів тиску для даного відгалуження (півкільця). У подальшому розрахунок аналогічний гідравлічному розрахунку головної магістралі.

5. Нев'язка тисків у вузлових точках (точка зустрічі потоків газу – при кільцевій схемі) повинна бути не більше 10%.

6. Гідравлічний розрахунок газопроводів зручно виконувати в табличній формі. Одиницями виміру тисків можуть бути як кПа, так і МПа.

Таблиця 1.1 – Гідравлічний розрахунок газопроводів середнього (високого) тисків

Ділянка			V,	Довжина		A,	$(P^2 - P^2)_p$	Діаметр		$(P^2 - P^2)_o$	Тиск	
№ п/п	П	К	м <sup>3</sup> /год.	$L_i$ , м	$L_p$ , м	МПа <sup>2</sup> /м	МПа <sup>2</sup>	$d_y$ , мм	$d_3 \times S$ , мм	МПа <sup>2</sup>	$P_n$ , МПа	$P_k$ , МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13

**Примітка:** При виконанні гідравлічного розрахунку вуличних газопроводів за допомогою номограм розрахункові довжини ділянок можна не визначати (гр. 6 табл. 1.1) і не заповнювати, а обмежитись тільки знаходженням геометричних довжин, так як

$$(P_1^2 - P_2^2)_p = \frac{P_1^2 - P_k^2}{1,1 \cdot \sum L_{\Gamma}} \cdot 1,1 \cdot L_{\Gamma} = \frac{P_1^2 - P_k^2}{\sum L_{\Gamma}} \cdot L_{\Gamma} \quad (1.33)$$

Після виконання гідравлічного розрахунку на розрахунковій схемі вказують діаметри труб ділянок, а також величини тисків у вузлових точках.



### 3. Розрахунок вуличних газових мереж низького тиску

Живлення газопроводів низького тиску відбувається від сітьових ГРП. Манометричний тиск у газопроводі після ГРП, як правило, приймається 3000 Па. В районах нової забудови він може становити 5000 Па.

Відповідно до вимог ДБН сумарна втрата тиску від ГРП або іншого регулюючого пристрою до найбільш віддаленого газового приладу житлового чи громадського будинку (газової плити, водонагрівника тощо) не повинна перевищувати 1800 Па, у тому числі – в розподільних (вуличних і внутрішньо-квартирних) газопроводах – 1200, а у дворових (газопроводах-вводах) і внутрішньо-будинкових – 600 Па. При газифікації сільської місцевості втрати тиску у розподільних газопроводах дозволяється приймати дещо більшими – 1500 Па, а у газопроводах-вводах і внутрішньо-будинкових – також 600 Па. При виконанні гідравлічного розрахунку систем газопостачання промислових підприємств наявний перепад тиску визначається умовами спалювання газу в промислових печах і в кожному конкретному випадку обчислюється окремо.

Гідравлічний розрахунок газопроводів низького тиску виконують методом питомих втрат тиску на тертя в такій послідовності:

1. Накреслюють схему газопроводів, нумерують вузлові точки і визначають розрахункові витрати газу на ділянках мережі. Суттєвою відмінністю розрахунку газопроводів низького тиску від розрахунку газопроводів високого і середнього тисків є наявність великої кількості споживачів – житлових будинків, точне місцезнаходження яких невідоме. У зв'язку з цим виникають певні труднощі по визначенню розрахункових витрат газу на ділянках мережі. Тому вводять поняття і спочатку визначають т.зв. «шляхові» і «вузлові» витрати газу. Крім того, при розрахунках використовують надлишкові (манометричні) значення тисків, а не абсолютні.

А. Спочатку знаходять шляхові витрати газу на ділянках мережі, яка обслуговується одним ГРП, ( $\text{м}^3/\text{год.}$ ):

$$V_{\text{шл1}} = L_{np} \cdot \frac{V_{ГРП} - V_{ЗСП}}{\sum L_{np}}, \quad (1.34)$$

де  $V_{ГРП}$  – потужність ГРП,  $\text{м}^3/\text{год.}$ ;

$V_{ЗСП}$  – витрата газу зосередженими споживачами, які підключені до мережі низького тиску,  $\text{м}^3/\text{год.}$  (наприклад, це можуть бути великі комунально-побутові споживачі з максимально-годинною витратою газу, що не перевищує  $50 \text{ м}^3/\text{год.}$ );

$L_{np}$  – приведена довжина  $i$ -ої ділянки, м;

$n$  – кількість ділянок мережі низького тиску.

$$L_{np} = L_i \cdot K_e \cdot K_z, \quad (1.35)$$

де  $L_i$  – геометрична довжина  $i$ -ої ділянки, м;

$K_e$  – коефіцієнт поверховості, враховує наявність різноповерхових будинків в районі, який обслуговується одним ГРП (для районів, де всі будинки мають однакову кількість поверхів  $K_e = 1$ );

$K_z$  – коефіцієнт забудови, враховує густину житлової забудови по трасі газопроводу (при двосторонній забудові  $K_z = 1,0$ ; при односторонній –

$K_3 = 0,5$ ; на ділянці підключення ГРП до вуличної мережі, а також для тільки транзитних ділянок –  $K_3 = 0$ ).

Сума шляхових витрат газу на ділянках мережі газопроводів низького тиску, що обслуговуються даним ГРП, повинна дорівнювати т.зв. «рівномірно-розподіленому» навантаженню на ГРП, тобто різниці витрат:  $V_{ГРП} - V_{ЗСП}$ .

Б. Визначають вузлові витрати газу. При цьому умовно припускають, що в системі відбір газу відбувається тільки у вузлах.

$$V^j = \frac{1}{2} \sum V_{шл} + V_{ЗСП}, \quad (1.36)$$

де  $V^j$  – шляхова витрата газу  $i$ -тою ділянкою,  $\text{м}^3/\text{год.}$ ;

$m$  – кількість ділянок, які збігаються в  $j$ -му вузлі.

У разі відсутності приєднання у вузлі зосередженого споживача другий доданок у виразі (1.36) не враховують. У будь-якому випадку сума вузлових витрат газу повинна дорівнювати загальному навантаженню на ГРП –  $V_{ГРП}$ .

В. Намічають напрямок руху газу в мережі, дотримуючись вимог ДБН. При цьому намагаються, щоб газ у кожний вузол мережі надходив із джерела найкоротшим шляхом.

Г. Визначають розрахункові годинні витрати газу на ділянках, використовуючи перший закон Кірхгофа, який стосовно газових мереж можна сформулювати таким чином: кількість газу, який відбирається у вузлі з урахуванням вузлової витрати  $V$ , повинна забезпечуватись рівною кількістю газу, що надходить в даний вузол.

Мінімальне значення розрахункової витрати газу на ділянці повинно бути не менше половини шляхової витрати:

$$V_i \geq \frac{1}{2} \cdot V_{шл}. \quad (1.37)$$

Як правило, на кінцевих ділянках мережі, які виконуються тупиковими, розрахункова витрата газу складає 50% від шляхової.

Для забезпечення економічності системи необхідно виділити головні напрямки, тобто ті ділянки, по котрих буде транспортуватися більша частина транзитної витрати газу. Визначення розрахункових витрат газу розпочинають з найбільш віддалених від ГРП вузлів, записуючи для кожного з них перший закон Кірхгофа. При надходженні у вузол газу по двох ділянках, витрату на кожній з них можна вважати рівною половині сумарної витрати газу, що виходить з вузла, який розглядається, але з обов'язковим виконанням умови (1.37). Загалом для подібного варіанта вирішення поточкорозподілу у вузлі між витратами газу на ділянках, що входять у вузол, та їх довжиною існує така залежність:

$$\frac{V_1}{V_2} = \left( \frac{L_2}{L_1} \right)^{0.5}, \quad (1.38)$$

де  $V_1, V_2$  – витрати газу на ділянках,  $\text{м}^3/\text{год.}$ ;

$L_1, L_2$  – довжина ділянок, м.

За результатами розрахунку витрата газу на ділянці 1-2 (на виході з ГРП) повинна дорівнювати його навантаженню –  $V_{ГРП}$ .

2. Аналогічно схемі газопроводів високого (середнього) тиску вибирають головну магістраль і в першу чергу визначають діаметри її ділянок. Розрахунок виконують методом питомих втрат тиску на тертя. Для вибраної головної магістралі знаходять питому втрату тиску на тертя за формулою, (Па/м):

$$R = \frac{\Delta P_p}{\sum L_{pi}}, \quad (1.39)$$

де  $\Delta P_p$  – наявний перепад тиску у вуличному газопроводі (як правило, це  $\Delta P_p = 1200$  Па (міська мережа),  $\Delta P_p = 1500$  Па (селищна мережа), а для газопроводів промислових підприємств перепад тиску визначають окремо);

$L_{pi}$  – розрахункова довжина  $i$ -ої ділянки, м;

$n$  – кількість ділянок головної магістралі.

Для вуличних газопроводів населених пунктів розрахункову довжину ділянки вимогами ДБН В.2.5-20-2001 дозволено також визначати за спрощеною методикою, враховуючи втрати тиску в місцевих опорах у обсязі 10% від втрат тиску по довжині. Тобто для її розрахунку слід застосувати формулу (1.35).

3. Згідно з розрахунковою витратою газу на ділянці і величиною  $R$  за допомогою номограми знаходять діаметр газопроводу ділянки головної магістралі (мінімальний умовний діаметр мережі – також 50 мм), уточнюють для прийнятого значення діаметра труби питому втрату тиску на тертя  $R_i$ ; і визначають втрату тиску на ділянці  $\Delta P_i$ , (Па):

$$\Delta P_i = R_i \cdot L_{pi}. \quad (1.40)$$

Сумарна втрата тиску у головній магістралі не повинна перевищувати прийнятого значення –  $\Delta P_p = 1200$  Па (міська мережа) чи  $\Delta P_p = 1500$  Па (селищна мережа), а нев'язка розрахункової і дійсної втрат тисків – 10%.

Манометричний тиск газу в кінці ділянки, діаметр якої визначений, обчислюється за формулою, (Па):

$$P_K = P_{II} - \Delta P_i. \quad (1.41)$$

При виборі діаметрів мережі слід дотримуватись телескопічності трубопроводів, тобто поступового зменшення площі їх перерізів від джерела до розрахункової точки.

Під час виконання гідравлічного розрахунку необхідно контролювати, щоб вибраний напрямок руху газу в мережі (під час визначення розрахункових витрат газу на ділянках) збігався з отриманим в результаті гідравлічного розрахунку: газ повинен рухатись із вузла з більшим тиском газу у вузол з меншим. У протилежному разі необхідно виконати перерозподіл напрямків руху газу в мережі і повторити обчислення розрахункових витрат.

4. Результати гідравлічного розрахунку зводять у табл. 1.2.

5. При розрахунку відгалужень спочатку знаходять наявний перепад тиску для вузлової точки, від якої бере початок відгалуження, як суму втрат тиску газу від найбільш віддаленого вузла головної магістралі до вузлової точки – початку відгалуження, потім визначають питому втрату тиску на тертя для цього відгалуження і, аналогічно наведеній вище методиці, продовжують розрахунок і знаходять діаметри ділянок відгалуження та значення тисків газу у вузлах.

Нев'язка втрат тиску у вузловій точці, від якої бере початок відгалуження, не повинна перевищувати 10%.

Таблиця 1.2 – Гідравлічний розрахунок газопроводів низького тиску

Ділянка			V, м <sup>3</sup> /год.	Довжина		R Па/м	Діаметр		R <sub>д</sub> Па/м	$\Delta P$ , Па	Тиск	
№ п/п	П	К		L <sub>и</sub> , м	L <sub>р</sub> , м		d <sub>у</sub> , мм	d <sub>з</sub> × S, мм			P <sub>п</sub> , Па	P <sub>к</sub> , Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13

6. При визначенні діаметрів у кільцевій схемі за результатами розрахунку головної магістралі вже відомі значення тисків газу на початку і в кінці півкільця. Гідравлічний розрахунок півкільця виконують аналогічно: знаходять питому втрату тиску на тертя і т.д. У точці сходження потоків газу нев'язка тисків не повинна перевищувати 10%.

### **Контрольні запитання:**

1. Суть гідравлічного розрахунку газопроводів. Пряма і обернена задачі. Вихідні дані для виконання розрахунку.
2. Основні критерії щодо вибору гідравлічного режиму розподільних мереж. Обґрунтування наявного перепаду тиску.
3. Методика гідравлічного розрахунку газопроводів високого (середнього) тиску.
4. Методика гідравлічного розрахунку газопроводів низького тиску.
5. Методика гідравлічного розрахунку відгалужень.
6. Ділянка газорозподільної мережі. Її геометрична та розрахункова довжини. Способи визначення розрахункової довжини.
7. Шляхові, вузлові та розрахункові витрати газу у вуличних газопроводах низького тиску. Методика Визначення витрат газу.

## ЗМ 2. ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ ТРУБОПРОВОДІВ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

### **ТЕМА 2.1. Гідравлічні режими роботи теплових мереж. Побудова н'єзометричних графіків теплових мереж**

1. Основні розрахункові залежності і алгоритм розрахунку.
2. Графіки тисків у теплових мережах. Визначення параметрів насосів.

#### **1. Основні розрахункові залежності і алгоритм розрахунку**

При проектуванні теплових мереж гідравлічний розрахунок дозволяє визначити діаметри трубопроводів і падіння тиску, а для існуючих мереж – пропускну здатність. Гідравлічний розрахунок аварійного режиму теплових мереж виконують за допомогою ЕОМ чи моделюючих пристроїв. У процесі проектування розрахунок на ЕОМ дозволяє поліпшити якість проекту, знайти оптимальне рішення.

**Основні залежності.** Падіння тиску в трубопроводі відбувається за рахунок тертя рідини об стінки і за рахунок зміни епюри швидкостей потоку на поворотах, у місцях установки арматури і т.д. (падіння тиску на місцевих опорах). Падіння тиску за рахунок тертя,  $\Delta P_{тр}$ , визначають по формулі Дарсі – Вейсбаха:

$$\Delta P_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho, \quad (2.1)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт тертя;

$d$  – внутрішній діаметр трубопроводу, м;

$l$  – довжина трубопроводу, м;

$w$  – швидкість руху потоку рідини, м/с;

$\rho$  – щільність рідини, кг/м<sup>3</sup>.

Коефіцієнт тертя  $\lambda$  залежить від режиму руху рідини і шорсткості труб.

Розрізняють чотири характерні області режиму руху рідини: область ламінарного руху, область гідравлічних гладких труб, перехідну область і область квадратичного закону. У ламінарній області й області гідравлічних труб коефіцієнт тертя залежить від числа Рейнольдса  $Re = w \cdot d/\nu$ , де  $\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості потоку, м<sup>2</sup>/с.

У перехідній області, тобто в області переходу від гідравлічних гладких труб до області квадратичного опору, коефіцієнт тертя залежить від числа  $Re$  і шорсткості труб. Для цієї області коефіцієнт тертя визначають по формулі Кольбрука – Уайта:

$$\lambda = \frac{1}{\left[ -2 \cdot \lg \left( \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k_e}{3,7 \cdot d} \right) \right]^2}, \quad (2.2)$$

де  $k_e$  – еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні труб (для парових мереж  $k_e = 0,0002$  м, для водяних теплових мереж  $k_e = 0,0005$  м, для мереж гарячого водопостачання і конденсатопроводів  $k_e = 0,001$  м).

Рівняння (2.2) вирішують графоаналітичним методом, методом чи підбора методом ітерацій.

Для області квадратичного закону коефіцієнт тертя не залежить від числа  $Re$ , а залежить тільки від шорсткості труб. Коефіцієнт  $\lambda$  визначають по формулі Прандтля – Нікурадзе:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \cdot \lg \frac{d}{k_e}\right)^2}. \quad (2.3)$$

Аналіз руху теплоносія в теплових мережах показує, що, як правило, рух відбувається в перехідній чи області в області квадратичного закону. Границю перехідної області й області квадратичного закону можна визначити в результаті спільного рішення рівнянь (2.2) і (2.3) чи за допомогою граничного числа Рейнольдса:

$$Re_{cp} = 560 \cdot \frac{d}{k_e}. \quad (2.4)$$

При  $Re > Re_{cp}$  маємо область квадратичного закону.

Падіння тиску на місцевому опорі складають:

$$\Delta P_m = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho, \quad (2.5)$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт місцевого опору.

Коефіцієнти місцевих опорів визначені експериментально і приведені в довідниках.

Сумарне падіння тиску на ділянці теплової мережі, Па,

$$\Delta P = \Delta P_{tp} + \Delta P_m = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta\right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho. \quad (2.6)$$

**Методи розрахунку.** Існують різні методи гідравлічного розрахунку теплових мереж. При правильному виборі методу можна скоротити час на розрахунок зі збереженням необхідного ступеня точності.

Якщо втрати тиску на тертя і на місцевих опорах приблизно однакові, доцільно застосовувати метод питомих утрат на тертя. При цьому методі сумарне падіння тиску на ділянці теплової мережі, Па, визначають по формулі

$$\Delta P = R \cdot l + \Delta P_m, \quad (2.7)$$

де  $R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho$  – питоме падіння тиску на 1 м довжини трубопроводу, Па/м;

$l$  – довжина ділянки трубопроводу, м;

$\Delta P_m$  – падіння тиску на місцевих опорах ділянки, Па.

Метод питомих втрат на тертя застосовують при розрахунку парових мереж низького тиску і внутрішньобудинкових систем теплопостачання (систем опалення, систем теплопостачання калориферів і ін.).

У зовнішніх теплових мережах основна частка падіння тиску – за рахунок тертя. Падіння тиску на місцевих опорах залежить від виду прокладки, типу прийнятих компенсаторів і складає приблизно 30-40% від падіння тиску за рахунок тертя. При виконанні гідравлічного розрахунку теплових мереж утрати тиску на місцевих опорах заміняють утратами тиску за рахунок тертя на ділянці довжиною  $l_{екв}$ . Довжину ділянки вибирають з умови:

$$\Delta P_{тр}^{екв} = \Delta P_{м}, \quad (2.8)$$

де  $\Delta P_{тр}^{екв}$  – втрата тиску на тертя на ділянці довжиною  $l_{екв}$ .

З урахуванням того, що

$$\Delta P_{тр} = \lambda \cdot \frac{l_{екв}}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho, \quad (2.9)$$

$$\Delta P_{м} = \sum \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho, \quad (2.10)$$

одержуємо:

$$l_{екв} = \sum \zeta \cdot \frac{d}{\lambda}. \quad (2.11)$$

Довжина еквівалентної ділянки прямо пропорційна сумі коефіцієнтів місцевого опору і діаметру, зворотно пропорційна коефіцієнту тертя. Сумарні втрати тиску на ділянці теплової мережі, Па, складають:

$$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_{м} = \Delta P_{тр} + \Delta P_{тр}^{екв} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot (l + l_{екв}) = R \cdot l_{пр}, \quad (2.12)$$

де  $R$  – питома втрата тиску на 1 м довжини ділянки, Па/м;

$l_{пр}$  – приведена довжина ділянки теплової мережі, м.

**Гідравлічний розрахунок водяних теплових мереж.** Водяні теплові мережі розраховують у два етапи – попередній і остаточний. При попередньому гідравлічному розрахунку втрати тиску на місцевих опорах визначають по формулі:

$$\Delta P_{м} = \alpha \cdot \Delta P_{тр}, \quad (2.13)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт, що враховує частку втрат тиску на місцевих опорах.

Попередній гідравлічний розрахунок іноді виконують на стадії проектного завдання при техніко-економічних розрахунках.

Остаточний гідравлічний розрахунок відрізняється від попереднього тем, що падіння тиску на місцевих опорах враховується більш точно, тобто після розміщення компенсаторів і арматури, що відключає. Гідравлічний розрахунок виконують для трубопроводу, що подає; діаметр зворотного трубопроводу і падіння тиску в ньому приймають таким же, як і в що подає.

Попередній і остаточний гідравлічні розрахунки можна сполучити; при цьому розрахунок роблять у наступному порядку:

- 1) на трасі трубопроводів вибирають головну розрахункову магістраль, як правило, від джерела тепла до найбільш вилученого споживача;
- 2) визначають розрахункові витрати теплоносія на ділянках і довжини ділянок;
- 3) на підставі витрат теплоносія й орієнтуючись на питому втрату тиску до 80 Па/м, призначають діаметри трубопроводів на ділянках; діаметри зручно призначати за допомогою таблиць для гідравлічного розрахунку теплових мереж; питому втрату тиску визначають на підставі техніко-економічного розрахунку;
- 4) по таблицях визначають питому втрату тиску і швидкість теплоносія;
- 5) вичерчують схему трубопроводів розрахункової магістралі, розставляють засувки, що відключають, нерухомі опори, компенсатори й інше устаткування; відстань між нерухомими опорами для різного діаметра можна визначити на підставі даних ДБН;

- б) на підставі місцевих опорів визначають еквівалентну довжину для кожної ділянки й обчислюють приведену довжину по формулі

$$l_{np} = l + l_{екв}; \quad (2.14)$$

- 7) обчислюють утрати тиску на ділянках з вираження

$$\Delta P = R \cdot l_{np} \quad (2.15)$$

і загальні втрати тиску на магістралі;

- 8) розраховують відгалуження по розташовуваному перепаді тисків; при цьому питома втрата тиску не повинна перевищувати 300 Па/м, швидкість теплоносія 3,5 м/с.

## **2. Графіки тисків у теплових мережах. Визначення параметрів насосів**

Правильно виконаний гідравлічний розрахунок водяної теплової мережі ще не гарантує надійності її роботи. При перегрітому теплоносії тиск у трубопроводі, що подає, повинне бути вище тиску скипання. Якщо не забезпечити цих вимог, буде порушуватися циркуляція води за рахунок скипання. Крім цього, тиск у системах опалення не повинне викликати порушення міцності нагрівальних приладів.

У більшості випадків системи опалення підключають до теплової мережі за залежною схемою через елеватор. При цьому гідравлічні режими теплової мережі і систем опалення будинків взаємно зв'язані. Тиск у системі опалення приблизно дорівнює тиску в зворотному трубопроводі теплової мережі. Підвищення тиску в зворотному трубопроводі теплової мережі буде викликати підвищення тиску в системах опалення. З умови міцності нагрівальних приладів тиск у системі опалення не повинне перевищувати 0,6 МПа. Щоб уникнути вакууму в зворотному трубопроводі теплової мережі тиск повинний бути не нижче 0,05 МПа.

З метою створення потрібного тиску в трубопроводі що подає і зворотному трубопроводі теплової мережі, необхідно правильно підібрати підживлюючі насоси, добитися правильного підключення споживачів і рішення деяких інших питань. Для цього необхідно побудувати графік тисків. Для напірних конденсаторопроводів такий графік будують з метою ув'язування роботи конденсатних насосів і створення тиску в конденсаторопроводах вище тиску скипання. Основою для побудови графіків тиску служать гідравлічний розрахунок трубопроводів і дані про рельєф місцевості.

Графіки тисків водяної теплової мережі будують для двох режимів: статичного (циркуляція води в тепловій мережі відсутня, необхідний тиск з умови заповнення систем опалення підтримується за допомогою підживлюючі насосів чи розширювальної ємності) і динамічного (працюють мережні і підживлюючі насоси).

Порядок побудови графіка тисків для динамічного режиму (рис. 2.1):

- вибираємо горизонтальний і вертикальний масштаби і наносимо рельєф місцевості траси головної магістралі і характерних відгалужень;
- у місці розташування джерела тепла відкладаємо вертикально нагору тиск 0,05 МПа й одержуємо крапку *A*;
- від крапки *A* відкладаємо вертикально нагору втрати тиску в зворотному трубопроводі на ділянці *K – 1* і будуємо крапку *B*;
- від крапки *B* вертикально нагору відкладаємо втрати тиску на ділянці *1 – 2* і будуємо крапку *C* и т. д.



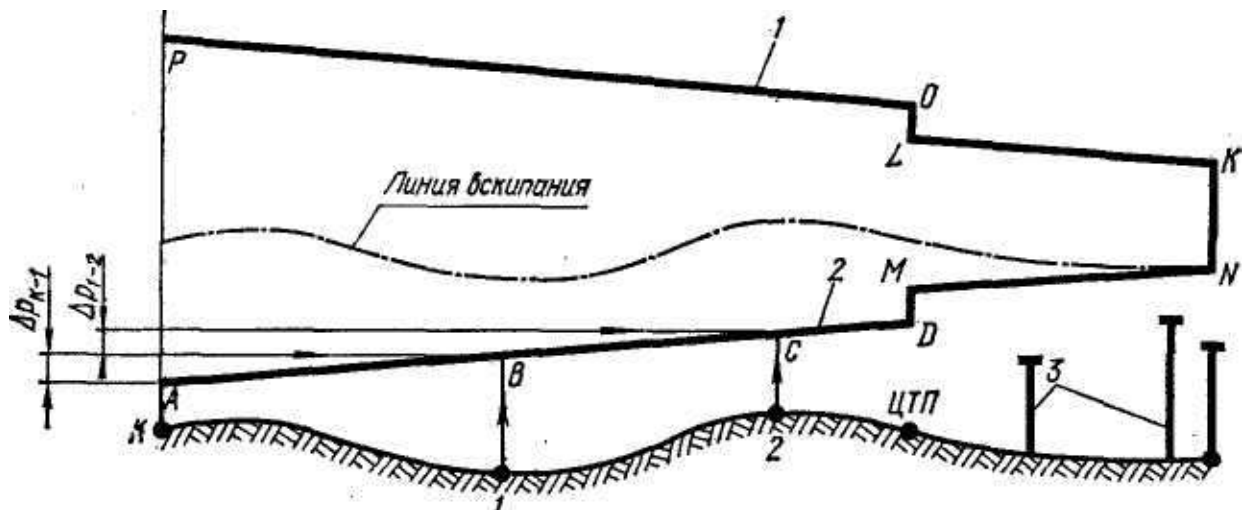


Рис. 2.1

Лінія  $AB$  характеризує тиск у зворотному трубопроводі на ділянці  $K - 1$ , лінія  $BC$  – на ділянці  $1 - 2$ . У місці розташування ЦТП відкладаємо втрати тиску в першому ступені підігрівачів (відрізок  $DM$ ). Після ЦТП тиск у зворотному трубопроводі теплової мережі характеризується лінією  $MN$ . Відрізок  $NK$  – це втрата тиску у вузлі введення й у системі опалення будинку.

До розрахунку вузла уведення втрати тиску в абонента орієнтовно можна приймати наступні: при приєднанні опалювальних установок за допомогою елеватора –  $0,15-0,2$  МПа; при залежному приєднанні без чи елеватора незалежному через теплообмінник –  $0,06-0,1$  МПа; при послідовному включенні водоводяних підігрівників гарячого водопостачання й елеваторного вузла –  $0,2-0,25$  МПа. Втрати тиску на ЦТП у підігрівниках однієї ступені орієнтовно можна прийняти  $0,02-0,06$  МПа.

Лінія  $PO$  характеризує тиск у трубопроводі теплової мережі, що подає, до ЦТП, лінія  $LK$  – після ЦТП до будинку. Після побудови ліній тиску наносимо в масштабі тисків висоту будинків, що підключаються, і лінію скипання (паралельно рельєфу місцевості).

Потім необхідно перевірити, чи виконуються наступні умови: умова нескипання (тиск у трубопроводі, що подає, вище, ніж тиск скипання, чи ні); умова збереження міцності нагрівальних приладів; умова відсутності вакууму на вході в мережні насоси й у зворотному трубопроводі теплової мережі.

Якщо ці умови не виконуються, графік переміщують чи нагору вниз. Наприклад, якщо тиск у трубопроводі, що подає, нижче, ніж тиск скипання, графік переносять вертикально нагору. При цьому стежать за тим, щоб тиск у зворотному трубопроводі не перевищив умову міцності нагрівальних приладів. Переміщення графіка тисків вертикально нагору викликає збільшення тиску підпиточних насосів, переміщення вниз – зменшення.

Побудова графіка тисків можна виконати на кальці, а потім прив'язати його до рельєфу місцевості, виходячи з умов нескипання, міцності нагрівальних приладів і відсутності вакууму.

Для статичного режиму графік тисків (рис. 2.2) також починають будувати з нанесення рельєфу траси головної магістралі і характерних відгалужень. Потім

відкладають у масштабі тисків висоту абонентів, що підключаються. Від найвищого абонента відкладають тиск 0,03-0,05 МПа і проводять горизонтальну лінію. Ця лінія характеризує тиск у тепловій мережі при відсутності циркуляції (мережні насоси не працюють).

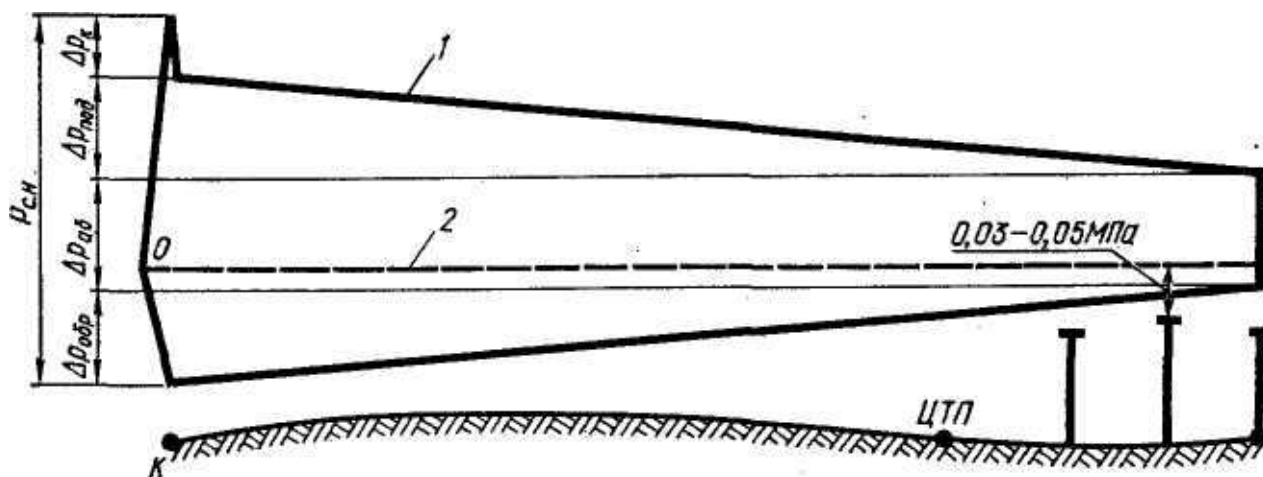


Рис. 2.2

При складному рельєфі місцевості статичний тиск на окремих ділянках може перевищити умова міцності нагрівальних приладів. У цьому випадку теплову мережу поділяють на зони з різним статичним тиском.

Необхідний тиск підживлюючі насосів визначають на підставі графіків тисків. На рис. 2.2 приведені графіки тиску для динамічного і статистичного режимів теплової мережі. Підігрівники гарячого водопостачання на ЦТП підключені за рівнобіжною схемою.

Статичний тиск води в системі перевищує тиск у зворотному трубопроводі теплової мережі при динамічному режимі. Тиск підживлюючі насосів у цьому випадку визначають з умов статичного режиму. Нейтральну крапку ПРО, крапку однакового тиску при статичному і динамічному режимах, розміщують на перемичці. Імпульс від нейтральної крапки при зниженні тиску надходить на виконавчий механізм і включає підживлюючі насос. При підвищенні тиску в нейтральній крапці насос відключається.

Розрахункова витрата води для підживлення закритої теплової мережі, м<sup>3</sup>/год., приймають рівним 0,5% обсягу води в системі тепlopостачання (теплова мережа, системи опалення, системи вентиляції).

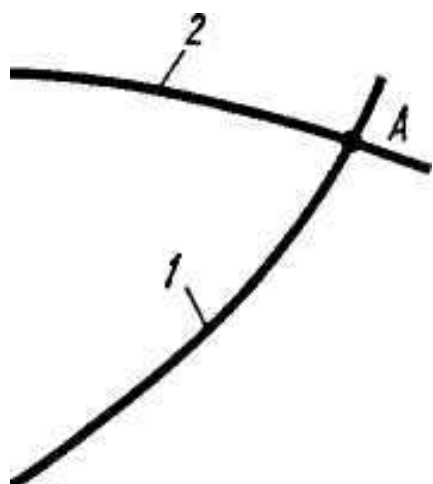


Рис. 2.3

$$G_{\text{підж}} = \frac{0,5 \cdot V}{100}, \quad (2.16)$$

де  $V$  – об'єм води в системі тепlopостачання, м<sup>3</sup>.

Обсяг води в системі можна визначити на підставі довідкових даних. У закритих теплових мережах, крім основний, передбачають аварійне підживлення неопрацьованою водою в розмірі 2% обсягу води в системі.

Тиск мережних насосів (див. рис. 2.2) обчислюють по формулі:

$$P_{сн} = \Delta P_{\kappa} + \Delta P_{пол} + \Delta P_{зв} + \Delta P_{аб}, \quad (2.17)$$

де  $\Delta P_{\kappa}$  – утрата тиску в котельні;

$\Delta P_{пол}$  – втрата тиску в трубопроводі теплової мережі, що подає;

$\Delta P_{аб}$  – втрата тиску в системі розрахункового абоненту;

$\Delta P_{зв}$  – утрата тиску в зворотному трубопроводі теплової мережі.

Подача мережних насосів дорівнює розрахунковій витраті теплоносія на виході з джерела тепла. Для підбора мережних насосів будують характеристику мережі **1** і накладають на неї характеристику насосів **2** (рис. 2.3). Крапка А характеризує гідравлічний режиму системи, тобто напір і подачу насоса при роботі на дану мережу. Кількість мережних насосів повинне бути не менш двох, один із яких є резервним.

При складному рельєфі місцевості графік тисків динамічного режиму дозволяє правильно вибрати схему підключення окремих абонентів до теплової мережі (рис. 2.4). Споживач 1 можна підключити до теплової мережі за залежною схемою через елеватор. Підключення за залежною схемою споживача 2 може викликати порушення міцності нагрівальних приладів. З цієї причини споживач 2 необхідно підключити за незалежною схемою через теплообмінник. Споживач 3 потрібно підключити з насосом на трубопроводі системи, що подає, опалення (тиск у тепловій мережі недостатньо для подачі теплоносія у верхні нагрівальні прилади системи опалення), а споживач 4 – з насосом на зворотному трубопроводі (розташований тиск у тепловій мережі недостатньо для циркуляції теплоносія).

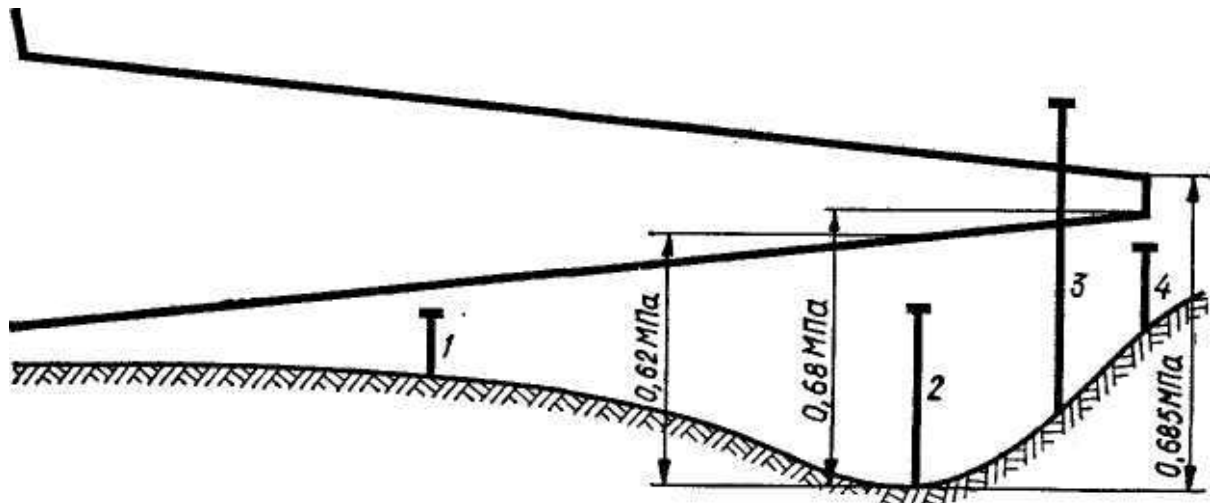


Рис. 2.4

При складному рельєфі місцевості графік тисків дозволяє також виявити необхідність і місце установки насосних підстанцій і дроселюючих пристроїв.

### **Контрольні запитання:**

1. Яка методика рекомендується до використання при гідравлічному розрахунку теплових мереж?
2. Які обмеження слід виконувати при побудові графіків тиску?
3. Які вихідні дані для вибору мережних і підживлюючих насосів?

## **ТЕМА 2.2. Гідравлічні розрахунки паропроводів насиченої та перегрітої пари**

1. Розрахунок паропроводів низького тиску.
2. Розрахунок паропроводів високого тиску.

### **1. Розрахунок паропроводів низького тиску**

При гідравлічному розрахунку парових мереж враховують зміна щільності  $\rho$  пари, що транспортується, за рахунок втрат тиску. Зміною щільності можна зневажити в діапазоні тисків 0,005-0,02 МПа. З достатньою для інженерних розрахунків точністю величину  $\rho$  можна вважати постійною і рівний 0,633 кг/м<sup>3</sup> при середньому тиску пари 0,01 МПа. Прихована теплота паротворення в цьому діапазоні тисків також може бути прийнята постійною ( $\varepsilon_{cp} = 2253$  кдж/кг). При тиску в паропроводі понад 0,02 МПа враховують зміна щільності за рахунок зміни тиску при транспортуванні.

З позицій гідравлічного розрахунку парові мережі бувають низького тиску (до 0,02 МПа включно) і високого тиску (понад 0,02 МПа).

**Парові мережі низького тиску.** Такі мережі мають щодо невеликий радіус дії (до 200 м), що залежить від тиску пари в котлі й у споживача. Конденсат у парових мережах низького тиску повертається за допомогою конденсатних насосів. Повернення самопливом не застосовується, тому що це зв'язано з заглибленням джерела тепла. Якщо конденсат використовують для технологічних потреб (наприклад, при пропарюванні в пропарювальних камерах залізобетонних виробів), парову мережу передбачають без конденсатопровода.

Гідравлічний розрахунок парових мереж низького тиску виконують методом питомих утрат. Порядок розрахунку наступний:

- 1) на схемі парової мережі вибирають головну розрахункову магістраль (до самого вилученого споживача) і визначають її довжину (сума довжин усіх ділянок);
- 2) обчислюють орієнтовану питому втрату тиску на 1 м довжини трубопроводу по формулі:

$$R = \frac{P_k - P_n}{(1 + \alpha) \cdot \sum l}, \quad (2.18)$$

де  $P_k$  – тиск пари на виході з котла, Па;

$P_n$  – необхідний тиск пари у споживача, Па;

$\sum l$  – сумарна довжина ділянок головної розрахункової магістралі, м;

$\alpha$  – коефіцієнт, що враховує частку втрат на місцевих опорах (для парових мереж низького тиску приймають  $\alpha = 0,5 - 0,6$ );

- 3) на підставі теплового навантаження й орієнтуючись на питому втрату тиску, для кожної ділянки призначають діаметр. При цьому можна скористатися довідковими таблицями. Необхідно стежити, щоб швидкість пари не виходила за межі допустимої: при побіжному русі пари і конденсату – 30 м/с, при зустрічному – 20 м/с (БНіП II-33-75);

4) розставляють нерухомі опори, компенсатори, що відключає арматуру. Відстані, що рекомендуються, між нерухомими опорами при тиску пари до 0,8 МПа приведені в нормативній літературі;

- 5) визначають суму коефіцієнтів місцевих опорів для окремих ділянок і втрати тиску на місцевих опорах;

б) обчислюють сумарні втрати тиску на ділянках з вираження

$$\Delta P = R \cdot l + \Delta P_m \quad (2.19)$$

і загальну втрату тиску по головній магістралі;

7) розраховують відгалуження з умови рівності втрат тиску на рівнобіжних ділянках. Форма таблиці для виконання розрахунку парових мереж низького тиску наведена в таблиці 2.1, або інших довідкових джерелах.

Таблиця 2.1 – Гідравлічний розрахунок парових мереж низького тиску

Ділянка	Теплове навантаження ділянки, $Q$ , Вт	Довжина ділянки, $l$ , м	Діаметр трубопроводу, $d$ , м	Питома втрата тиску, $R$ , Па/м	Швидкість руху пари, $w$ , м/с	Місцеві опори	$\sum \zeta$	Втрати тиску на місцеві опори, $\Delta P_m$ , Па	$R \cdot l$ , Па	$\Delta P = R \cdot l + \Delta P_m$ , Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

## 2. Розрахунок паропроводів високого тиску

**Парові мережі високого тиску.** На промислових підприємствах парові мережі низького тиску менш поширені, чим парові мережі високого тиску.

При тиску пари понад 0,02 МПа в гідравлічному розрахунку враховують зміна щільності пари по довжині паропроводу. Крім цього, при неізольованих трубопроводах враховують ще зміна витрати пари за рахунок побіжної конденсації.

У розрахунках щільність пари можна прийняти постійної тільки на окремих ділянках. Її визначають при середньому тиску пари на ділянці. З метою збільшення точності розрахунку протяжні ділянки розбивають на подучастки довжиною по 300-500 м. Щільність перегрітої пари залежить від тиску і температури.

Вихідними даними при проектуванні парових мереж є тиск пари в споживача і джерела. У результаті гідравлічного розрахунку визначають діаметри трубопроводів. Розрахунок парових мереж високого тиску виконують методом підбора. Знаючи тиск на початку ділянки, задаються тиском наприкінці його, потім обчислюють середній тиск і визначають щільність пари  $\rho_{cp}$ . На підставі витрати пари по таблицях гідравлічного розрахунку визначають діаметр трубопроводу, питому втрату тиску  $R_{табл}$  і швидкість руху пари  $w_{табл}$ . Таблиці приведені для пари з щільністю  $\rho = 1 \text{ кг/м}^3$ . Дійсну питому втрату тиску, Па/м, і дійсну швидкість, м/с, обчислюють з рівнянь

$$R_o = R_{табл} \cdot \frac{\rho}{\rho_{cp}}, \quad (2.20)$$

$$w_o = w_{табл} \cdot \frac{\rho}{\rho_{cp}}. \quad (2.21)$$

При призначенні діаметрів стежать за тим, щоб швидкість не виходила за межі що допускається. Максимальні швидкості, що рекомендуються, у паропроводах високого тиску приведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Рекомендовані швидкості руху пари в паропроводах

Діаметр умовного проходу паропроводу, $d$ , мм	Швидкість, $w$ , м/с	
	Для паропроводів перегрітої пари	Для паропроводів насиченої пари
До 200	50	35
Більше 200	80	60

Після цього розставляють нерухомі опори, компенсатори, арматуру й обчислюють еквівалентну, приведену довжину і втрати тиску на ділянці:

$$\Delta P = R_o \cdot l_{np}. \quad (2.22)$$

Тиск наприкінці ділянки

$$P_{кінц} = P_{поч} - \Delta P, \quad (2.23)$$

де  $P_{поч}$  – тиск на початку ділянки.

Якщо обчислений тиск наприкінці ділянки не збігається з раніше прийнятим, розрахунок повторюють. При збігу тисків переходять до розрахунку наступного ділянки. Послідовно виконують гідравлічний розрахунок усіх ділянок головної магістралі, потім і відгалужень. При якісній теплоізоляції паропроводу зміною кількості пари за рахунок побіжної конденсації можна зневажити. При відсутності теплоізоляції розрахункова витрата пари визначають з урахуванням побіжної конденсації.

Втрати тепла окремими ділянками неізольованого трубопроводу, Вт, з достатньою точністю можна обчислити по формулі

$$Q = k \cdot \pi \cdot d_n \cdot l \cdot (\tau - t_n), \quad (2.24)$$

де  $k = 12 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}$  – коефіцієнт теплопередачі;

$d_n$  – зовнішній діаметр трубопроводу, м;

$l$  – довжина ділянки, м;

$\tau$  – температура насиченої пари при середньому тиску на ділянці,  $^\circ\text{С}$ ;

$t_n$  – температура навколишнього середовища,  $^\circ\text{С}$ .

Кількість пари, що сконденсувалась на ділянці, кг/с,

$$G_k = \frac{Q}{10^3 \cdot r_{cp}}, \quad (2.25)$$

де  $r_{cp}$  – схована теплота паротворення при середньому тиску пари на ділянці, кДж/кг.

При визначенні кількості пари за рахунок побіжної конденсації сховану теплоту паротворення для всіх ділянок магістралі можна приймати ту саму при середньому тиску в магістралі.

Розрахункова витрата пари на ділянці

$$G_p = G + 0,5 \cdot G_k + \sum G_k, \quad (2.26)$$

де  $G$  – транзитна витрата пари, яким необхідно доставити споживачу, кг/с;

$G_k$  – витрата пари за рахунок побіжної конденсації на розрахунковій ділянці, кг/с;

$\sum G_k$  – сумарна витрата пари за рахунок побіжної конденсації на всіх наступних за розрахунковим ділянках, кг/с.

Дренаж паропроводів передбачають як при відсутності теплоізоляції, так і при її наявності.

При розрахунку паропроводу перегрітої пари щільність його визначають у залежності від середнього тиску на ділянці і середній температурі. Спад температури на ділянці, °С,

$$\Delta t = \frac{Q}{c_p \cdot G_p}, \quad (2.27)$$

де  $Q$  – втрати тепла ділянкою паропроводу, обумовлені на підставі рівняння (147), Вт;

$c_p$  – теплоємність пари при постійному тиску і середніх параметрах його на ділянці, Дж/(кг · °С);

$G_p$  – розрахункова витрата пари на ділянці, кг/с.

### **Контрольні запитання:**

1. Які паропроводи відносять до паропроводів низького тиску?
2. Які паропроводи відносять до паропроводів високого тиску?
3. Що таке паропроводи насиченої пари?
4. Що таке паропроводи перегрітої пари?
5. Особливості урахування зміни щільності пари повздовж конденсатопроводу.
6. Які швидкості пари рекомендуються при проектуванні паропроводів?
7. Алгоритм гідравлічного розрахунку паропроводів?

### **ТЕМА 2.3. Гідравлічні розрахунки напірних, самопливних та емульсійних конденсатопроводів**

1. Конденсатопроводи. Призначення, конструкція, методи розрахунку.
2. Графік тисків у конденсатопроводах.

#### **1. Конденсатопроводи. Призначення, конструкція, методи розрахунку**

Конденсатопроводи. У парових мережах високого і низького тиску конденсатопроводи можуть бути двофазні (збірні) і напірні. Напірний транспортує конденсат, двофазний – пароводяну суміш, що утворюється за рахунок скипання конденсату. Процес скипання відбувається в результаті падіння тиску, наприклад, після конденсатовідводчика. У цьому випадку від конденсатовідводчика до конденсатного бака конденсатопровід працює як двофазний, після конденсатного баку – як напірний.

Напірні конденсатопроводи працюють повним перетином. Теплоносій від конденсатного баку до джерела тепла перекачують за допомогою насоса. Гідравлічний розрахунок напірних конденсатопроводів не відрізняється від розрахунку водяних теплових мереж. Його виконують методом приведених довжин.

Діаметри двофазних конденсатопроводів для парових мереж високого і низького тиску визначають різними способами. У парових мережах низького тиску конденсат повертають у конденсатний бак самопливом. Після технологічного апарата чи теплообмінника встановлюють гідравлічний затвор (рис. 2.5).

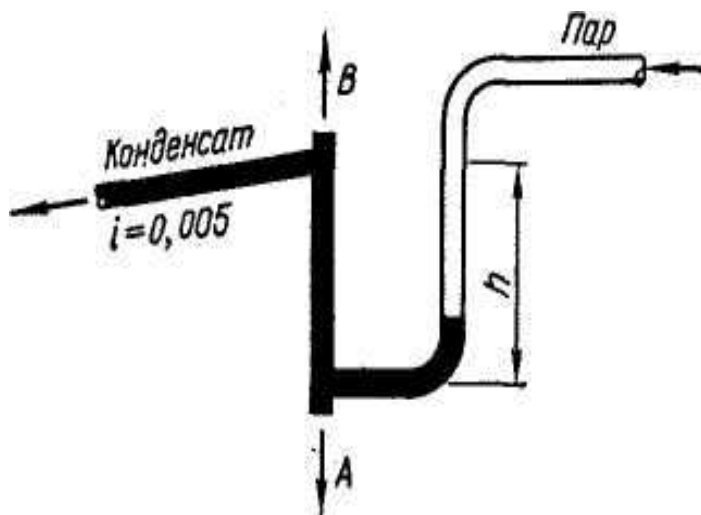


Рис. 2.5

Установка затвора викликана тим, що в парових мережах низького тиску перепад тисків не перевищує 0,02 МПа, а для надійної роботи конденсатовідводчика перепад повинний бути не менш 0,03 МПа. Висоту гідравлічного затвора, мм, при зборі конденсату у відкритий бак визначають по формулі

$$h = 0,1 \cdot P_n + 150, \quad (2.28)$$

де  $P_n$  – надлишковий тиск пари в теплообміннику, Па.

Конденсатопроводи прокладають з ухилом не менш 0,005 убік руху конденсату. Це забезпечує само-

пливне повернення конденсату в конденсатний бак. Конденсат може скипати в точці  $B$ . У цьому випадку від точки  $B$  до конденсатного бака конденсатопровід буде працювати як двухфазний. Для парових мереж низького тиску діаметри двухфазних конденсатопроводів у залежності від розрахункової довжини ділянки і кількості поданого тепла визначають за допомогою табл. 2.3.

Таблиця 2.3

Діаметр трубопроводу, мм	Годинна витрата теплоти, що виділяється при конденсації, кВт, для розрахункової довжини ділянки, $l_p$ , м		
	до 50	50 - 100	більш 100
15	33	21	9
20	81	52	29
25	145	98	46
32	314	204	99
40	436	291	134
50	756	465	250
76 × 3	1740	1220	581
89 × 3,5	2620	1740	872
108 × 4	3840	2680	1450

При цьому розрахункову довжину ділянки конденсатопровода, м, обчислюють по формулі

$$l_p = l \cdot k_m, \quad (2.29)$$

де  $l$  – довжина ділянки конденсатопровода, м;

$k_m$  – коефіцієнт, що враховує місцеві опори (приймають  $k_m = 1,1$  для ділянок магістралі і  $k_m = 1,5$  – для інших ділянок).

Розрахунок двухфазних конденсатопроводів парових мереж високого тиску починають з вибору розрахункової магістралі і визначення розташовуваного тиску. Для розрахункової магістралі розташовуваний тиск, МПа, обчислюють по формулі

$$\Delta P_p = (P - P_k) + 0,01 \cdot \Delta h, \quad (2.30)$$



де  $P$  – абсолютний тиск на початку конденсатопровода (після конденсатовідводчика), МПа, обумовлений після підбора конденсатовідводчика;

$P_k$  – абсолютний тиск у конденсатному баці, МПа;

$\Delta h$  – різниця геодезичних відміток початку і кінця конденсатопроводу, м (приймають зі знаком «+», якщо конденсатовідводчик знаходиться вище конденсатного баку, і зі знаком «–», якщо конденсатовідводчик знаходиться нижче конденсатного баку).

Орієнтовно до підбора конденсатовідводчика тиск  $P$  можна обчислити з рівняння

$$P = a \cdot (P_n - 0,1) + 0,1, \quad (2.31)$$

де  $a = 0,5 - 0,7$  – коефіцієнт, що враховує втрату тиску в конденсатовідводчику;

$P_n$  – абсолютний тиск пари в теплообміннику, МПа.

Орієнтована питома втрата тиску, Па/м, для ділянок головної магістралі

$$R = \frac{\Delta P_p}{(1 + a) \cdot \sum l} \cdot 10^6, \quad (2.32)$$

де  $a$  – коефіцієнт, що враховує частку втрат тиску на місцеві опори.

З урахуванням транспортування двухфазної суміші

$$R_{ysl} = R / \varphi, \quad (2.33)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт, що враховує збільшення втрат тиску і швидкості при транспортуванні двухфазної суміші і залежний від перепаду тиску в теплообміннику, перед конденсатовідводчиком, і в кінці ділянки, або в кінці конденсатопроводу.

На підставі витрати конденсату й орієнтуючись на  $R_{ysl}$ , призначають діаметр конденсатопроводу на ділянці (таблиці для гідравлічного розрахунку конденсатопроводів з  $k_s = 0,001$  м приведені в довідкових виданнях), визначають  $R$ ,  $w$  і перераховують їх з урахуванням двухфазного стану конденсату:

$$R_{cm} = R \cdot \varphi, \quad (2.34)$$

$$w_{cm} = w \cdot \varphi. \quad (2.35)$$

Втрата тиску на ділянці, Па,

$$\Delta P = R_{cm} \cdot l_{np}. \quad (2.36)$$

Для конденсатопроводів графік тисків (рис. 2.6) дає можливість визначити необхідний тиск усіх конденсатних насосів з урахуванням рельєфу місцевості й уникнути можливості утворення вакууму в окремих точках напірного конденсатопроводу.

## 2. Графік тисків у конденсатопроводах

Графік тисків у конденсатопроводі будують в наступному порядку:

- вибираємо горизонтальний і вертикальний масштаби і наносимо рельєф місцевості;
- вертикально нагору в місці розташування джерела тепла відкладаємо тиск, рівний надлишковому тиску в збірному баці котельні. Якщо тиск у конденсатному баці дорівнює атмосферному, відкладаємо тиск, що відповідає 0,05 МПа, і одержуємо точку  $A$ ;

- на підставі гідравлічного розрахунку будуємо лінію тиску в головній магістралі і відгалуженнях.

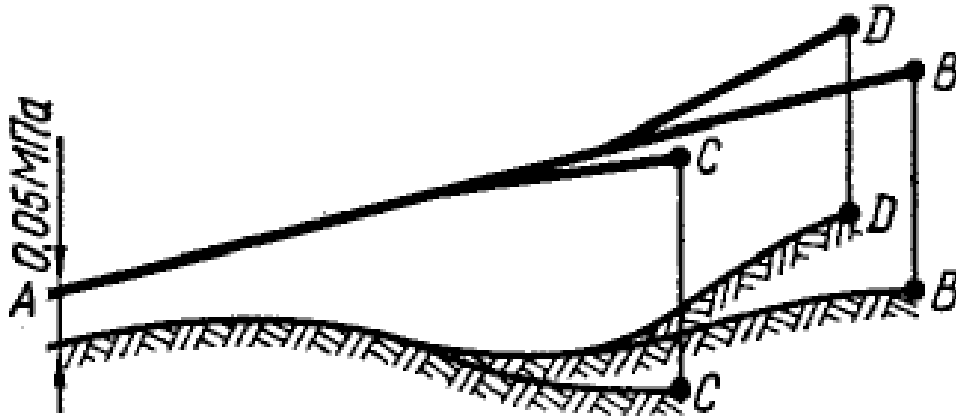


Рис. 2.6

При перетинанні рельєфу лінією тиску графік переміщують нагору. Це необхідно для забезпечення нескипання конденсату в точках перетинання. Тиск конденсатних насосів у споживачів  $У$ ,  $С$  и  $Д$  з урахуванням рельєфу місцевості відповідно дорівнює  $ВВ$ ,  $СС$ ,  $DD$ . Подачу конденсатних насосів визначають по максимальній годинній витраті конденсату.

При підборі конденсатних насосів варто уникати надмірних запасів по тиску, тому що це може привести до порушення роботи конденсатопроводу і до зменшення подачі інших насосів. У кожної насосній варто приймати не менш двох конденсатних насосів, один із яких – резервний.

#### **Контрольні запитання:**

1. Призначення конденсатопроводів?
2. Яким чином забезпечується рух рідини в конденсатопроводах?
3. Що таке «емульсійні» конденсатопроводи?
4. Що таке «напорні» конденсатопроводи?
5. Призначення гідравлічного затвору.
6. Призначення конденсатовідводчика.
7. Як забезпечити нескипання конденсату в конденсатопроводі?

### ЗМ 3. ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМ

#### ТЕМА 3.1. Гідравлічний розрахунок каналних вентиляційних систем

1. Основні розрахункові залежності.
2. Алгоритм розрахунку.

##### 1. Основні розрахункові залежності

Системи вентиляції загального призначення служать для подачі і видалення не запиленого повітря з температурою до 80 °С.

Загальні втрати тиску, Па, в мережі повітроводів для стандартного повітря ( $t = 20\text{ °C}$  і  $\rho = 1,2\text{ кг/м}^3$ ) визначаються по формулі:

$$P = \sum (R \cdot l + Z), \quad (3.1)$$

де  $R$  – втрати тиску на тертя на розрахунковій ділянці мережі, Па, на 1 м;

$l$  – довжина ділянки повітроводу, м;

$Z$  – втрати тиску на місцеві опори на розрахунковій ділянці мережі, Па.

Втрати тиску на тертя  $R$ , Па, на 1 м в круглих повітроводах визначають по формулі:

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (3.2)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт опору тертя;

$d$  – діаметр повітроводу, м;

$w$  – швидкість руху повітря у повітроводах, м/с;

$\rho$  – щільність повітря, переміщуваного по повітроводаху, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho w^2/2$  – динамічний тиск, Па.

Коефіцієнт опору  $\lambda$  розраховується по формулі Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{68}{\text{Re}} + \frac{k_e}{d} \right)^{0,25}, \quad (3.3)$$

де  $k_e$  – абсолютна еквівалентна шорсткість поверхні повітроводу з листової сталі, рівна 0,1 мм;

$d$  – діаметр повітроводу, мм;

$\text{Re}$  – число Рейнольдса.

Швидкості руху повітря, що рекомендуються, у повітроводах, жалюзійних ґратах і клапанах складіть:

при природному русі – не більш 1,5 м/с;

при механічному русі:

в виробничих будівлях: магістралі – до 12 м/с;

відгалуження – до 6 м/с;

в громадських будівлях: магістралі – до 8 м/с;

відгалуження – до 5 м/с.

##### 2. Алгоритм розрахунку

Аеродинамічний розрахунок вентиляційної системи, наведеної на рис. 3.1, проводимо в наступному порядку.

1. Проводимо попередній вибір діаметрів повітроводів, встановлюємо значення  $\zeta$ ,  $k_e$  в залежності від конструктивної схеми і використовуваних матеріалів.

2. Визначаємо економічно доцільну швидкість руху повітря на ділянках для трьох варіантів.

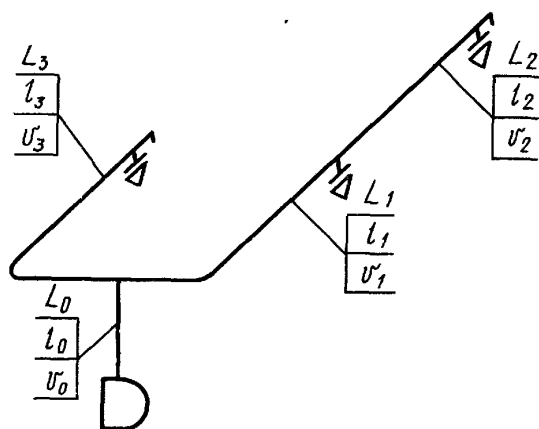


Рис. 3.1

3. Знаходимо розрахункові значення повітроводів. Для повітроводів прямокутного перетину за розрахункову величину  $d$  береться еквівалентний діаметр  $d_{екв}$ , при якому втрати тиску в круглому повітроводі при тій же швидкості повітря дорівнюють втратам в прямокутному повітроводі. Значення еквівалентних діаметрів, м, визначають по формулі

$$d_{екв} = \frac{2 \cdot A \cdot B}{(A + B)}, \quad (3.4)$$

де  $A$  і  $B$  – розміри сторін прямокутного повітроводу.

Слід мати на увазі, що в прямокутному повітроводі і відповідному йому круглому повітроводі з умовним діаметром  $d_{екв}$  при рівності швидкостей руху повітря витрати повітря не збігаються.

Значення швидкісного (динамічного) тиску і питомі втрати тиск на тертя розраховані по формулах Л. С. Клячко для круглих сталевих повітроводів при транспортуванні чистого повітря з температурою  $t = 20^\circ\text{C}$  і  $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ .

Втрати тиску  $Z$ , Па, на місцеві опори визначаються по формулі

$$Z = \sum \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (3.5)$$

де  $\sum \zeta$  – сума коефіцієнтів місцевих опорів на розрахунковій ділянці повітроводів.

Значення  $\zeta_0$  на вході в горизонтальний колектор, барабанний колектор і горизонтальний збірник слід приймати рівними відповідно 1; 0,8; 0,8; значення на виході із горизонтального колектора, барабанного колектора, горизонтального збірника і бункера циклонів – рівними 0,5.

При температурі повітря, що транспортується, не рівній  $20^\circ\text{C}$ , втрати тиск, обчислений за формулою (3.1), слід приймати з поправочними коефіцієнтами  $K_1$  і  $K_2$  відповідно на тертя і на місцеві опори (див. у довідкових джерелах).

При неможливості ув'язки втрат тиску по відгалуженнях повітроводів в межах 10% слід встановлювати діафрагми переважно на вертикальних ділянках.

### Контрольні запитання:

1. Які види втрат тиску слід враховувати при розрахунку повітропроводів?
2. Яким чином матеріал повітропроводів впливає на коефіцієнт гідравлічного опору повітропроводів?
3. Що таке «питомі втрати тиску»?
4. Які значення швидкостей повітря рекомендуються у виробничих і громадських будівлях?
5. Що таке «еквівалентний діаметр»?
6. Укажіть граничне значення ув'язки втрат тиску по відгалуженнях повітроводів?
7. На яких ділянках рекомендується встановлювати діафрагми в повітроводах?

**ТЕМА 3.2. Дія потоку на перешкоди. Аеродинамічна сила, аеродинамічний коефіцієнт. Швидкість витання. Швидкість зрушування. Розрахунок систем пневмотранспорту та аспірації**

1. Обтікання тіл потоком. Розподіл тиску на поверхні обтічних тіл.
2. Аеродинамічна сила і момент.
3. Коефіцієнт сили лобового опору симетричних тіл.
4. Швидкості витання і зрушування.

**1. Обтікання тіл потоком. Розподіл тиску на поверхні обтічних тіл**

При обтіканні потоком ненезграбного тіла, наприклад кулі, виникає пограничний шар, який спочатку прилягає до поверхні кулі, а потім відривається від неї. Пояснюється це тим, що в перший момент потік обтікає кулю без зриву. Тоді поблизу поверхні кулі по найбільшому поперечному перетину виникають підвищені швидкості, що, згідно рівнянню Бернуллі, призводить до зниженого тиску в цих місцях. Починається перетікання повітря з передньої і задньої частин кулі і подальше його стікання з цієї частини поверхні кулі.

При невеликому значенні числа Рейнольдса пограничний шар ламінарний і точки його відриву знаходяться майже на найбільшому поперечному перетині кулі.

Під числом Рейнольдса розуміється величина

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}, \quad (3.6)$$

де  $d$  – діаметр кулі;

$w$  – швидкість набігаючого потоку далеко від тіла.

При турбулентному пограничному шарі точка відриву зміщується до задньої частини кулі. Пояснюється це тим, що турбулентний необурений потік внаслідок поперечного переносу частинок прискорює рух повітря, рухомого спереду, до точки відриву і уповільнює рух повітря, рухомого ззаду, до цієї точки. В результаті точка відриву зміщується до задньої частини кулі.

Необхідно відзначити, що схема обтікання кулі великою мірою залежить від початкової турбулентності потоку.

Дослідами встановлено, що тиск повітря поблизу поверхні кулі неоднаковий (рис. 3.2). Тут на радіусах відкладено значення аеродинамічного коефіцієнта, тобто надлишкового статичного тиску, вираженого в долях швидкісного тиску набігаючого потоку:

$$k_i = \frac{P_i - P_0}{\rho \cdot w_0^2 / 2}, \quad (3.7)$$

де  $P_i$  – статичний тиск в точці на поверхні кулі;

$P_0$  – статичний тиск в набігаючому потоці.

Як бачимо, на передній частині кулі в межах  $\theta < \pm 45^\circ$  тиск позитивний, а на решті частини – негативний.

При обтіканні потоком незграбних тіл, наприклад прямокутного паралелепіпеда, між горизонтальною плоскістю і передньою стінкою паралелепіпеда утворюється вихор. Після зриву

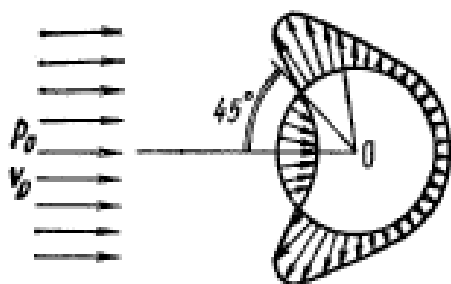


Рис. 3.2

поток з переднього рогу паралелепіпеда на верхній грані його утворюються вихори. Позаду паралелепіпеда також спостерігається зона завихрення.

Необхідно відзначити, що геометричні розміри паралелепіпеда не позначаються на схемі обтікання, але істотно впливають на значення аеродинамічних коефіцієнтів.

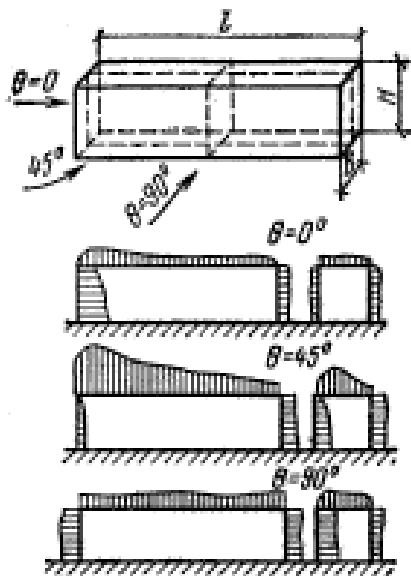


Рис. 3.3

Розподіл аеродинамічних коефіцієнтів по поверхні такого паралелепіпеда при різних напрямках потоку представлений епюрами (рис. 3.3). На підставі цих епюр видно, що позитивний тиск спостерігається тільки на тій грані паралелепіпеда, на яку набігає потік. Решта граней, омиваних повітрям, знаходиться під розрідженням.

При напрямі потоку під кутом  $\theta = 0^\circ$  аеродинамічні коефіцієнти складають близько 0,2. На навітряній грані при напрямі потоку під кутом  $\theta = 45^\circ$  вони рівні в середньому 0,35, а під кутом  $\theta = 90^\circ$  – близько 0,75.

В цих же умовах інша грань паралелепіпеда при  $\theta = 45^\circ$  і  $90^\circ$  знаходиться постійно під розрідженням і значення середніх аеродинамічних коефіцієнтів для неї коливаються від 0,2 до 0,7.

У всіх випадках не помітно впливи відносної ширини паралелепіпеда  $B/H$  на зміну значення аеродинамічних коефіцієнтів. Виняток з цього правила становлять аеродинамічні коефіцієнти на завітреній грані при напрямі потоку під кутом  $\theta = 90^\circ$ .

## 2. Аеродинамічна сила і момент

При обтіканні тіла потоком на кожен елементарний майданчик його поверхні впливають сили тиску і тертя. Складання цих сил (за правилом паралелограма) в найзагальнішому випадку, як відомо з теоретичної механіки, приведе к головному вектору  $R$  і головному моменту  $M$  (рис. 3.4).

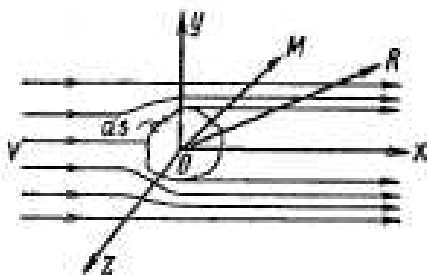


Рис. 3.4

У аеродинаміці головний вектор називають аеродинамічною силою, а головний момент – аеродинамічним моментом.

Користуючись прийомом невизначених коефіцієнтів, виведемо формулу для визначення аеродинамічної сили  $R$  за способом аналізу розмірностей.

Очевидно, сила  $R$  залежить від площі найбільшого поперечного перетину тіла  $F$ , кінематичного коефіцієнта в'язкості повітря  $\nu$ , щільності повітря  $\rho$

і швидкості набігаючого потоку  $w_0$ :

$$R = f(F, \nu, \rho, w_0). \quad (3.8)$$

Цю невідому функцію шукатимемо в наступному виді:

$$R = A \cdot F^x \cdot \nu^y \cdot \rho^z \cdot w_0^n, \quad (3.9)$$

де  $A$  – безрозмірний коефіцієнт;  $x, y, z, n$  – показники ступеня, що визначаються.

Показники ступеня у одиниць вимірювання величин зліва мають бути такими ж, як і показники ступеня у одиниць вимірювання відповідних величин праворуч. З урахуванням цієї обставини буде справедлива наступне рівняння:

$$R = A \cdot F \cdot \rho \cdot w_0^2. \quad (3.10)$$

Помноживши і розділивши праву частину на 2 і позначивши  $2A = C_R$ , остаточно отримаємо

$$R = C_R \cdot F \cdot \frac{\rho \cdot w_0^2}{2}, \quad (3.11)$$

де  $C_R$  – коефіцієнт аеродинамічної сили;

$F$  – площа найбільшого поперечного перетину обтічного тіла (площа міде-левого перетину).

Аналогічно міркуючи, можна вивести формулу для аеродинамічного моменту:

$$M = C_m \cdot F \cdot l \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (3.12)$$

де  $C_m$  – коефіцієнт аеродинамічного моменту;

$l$  – характерна довжина.

Внаслідок того що сила  $R$  і момент  $M$  є векторами, при практичних розрахунках зручно користуватися їх проекціями на прямокутні осі координат. Як такі вибираються так звані поточні осі координат. Початок координат приймається в центрі тяжкості обтічного тіла, вісь  $x$  прямує вздовж за течією, вісь  $z$  – убік, в горизонтальній площині, а вісь  $y$  – перпендикулярно площині  $xoz$ . Тоді замість рівняння (3.2-6) одержуємо слідує три рівняння:

$$R_x = C_x \cdot F \cdot \frac{\rho \cdot w_0^2}{2}, \quad R_y = C_y \cdot F \cdot \frac{\rho \cdot w_0^2}{2}, \quad R_z = C_z \cdot F \cdot \frac{\rho \cdot w_0^2}{2}, \quad (3.13)$$

де  $R_x$  – сила лобового опору;

$R_y$  – підйомна сила;

$R_z$  – бокова сила;

$C_x, C_y, C_z$  – відповідно коефіцієнти сил лобового опору, підйомної і бокової сил.

Аналогічно замість рівняння (3.2-7) матимемо:

$$M_x = C_{mx} \cdot F \cdot l \cdot \frac{\rho \cdot w_0^2}{2}, \quad M_y = C_{my} \cdot F \cdot l \cdot \frac{\rho \cdot w_0^2}{2}, \quad M_z = C_{mz} \cdot F \cdot l \cdot \frac{\rho \cdot w_0^2}{2}, \quad (3.14)$$

де  $M_x, M_y, M_z$  – проекції аеродинамічного моменту на осі координат;

$C_{mx}, C_{my}, C_{mz}$  – відповідно коефіцієнти цих проекцій.

У разі рівномірного поля швидкостей в набігаючому потоці і симетричних тіл, якими є, наприклад, пластинка, поставлена перпендикулярно потоку, куля і т. п., силова взаємодія потоку з тілом зводиться до однієї аеродинамічної сили. При цьому ця сила збігається з напрямом течії, тобто з'являється одночасно і силою лобового опору.

При нерівномірному полі швидкостей в набігаючому потоці і симетричних тілах виникають ще підйомна сила і аеродинамічний момент.

Якщо, наприклад, потік горизонтальний і швидкість збільшується по осі  $y$ , а тіло є кулею, то у верхній частині кулі швидкість повітря більша, ніж в нижній.

Тому, згідно рівнянню Бернуллі, над кулею тиск буде менший, ніж під кулею, і з'явиться підйомна сила. Різниця швидкостей у верхній і нижній частинах кулі зумовить появу аеродинамічного моменту.

При теоретичному визначенні проекцій аеродинамічної сили і моменту сили тиску і тертя порізно геометрично підсумовують. В результаті, наприклад, для сили лобового опору отримують:

$$R_z = R_{xm} + R_{xd} = (C_{xd} \cdot F + C_{xm} \cdot F_m) \cdot \frac{\rho \cdot w_0^2}{2}, \quad (3.15)$$

де  $R_{xm}$  і  $R_{xd}$  – сили лобового опору, що обумовлені силами тиску і тертя;

$C_{xd}$ ,  $C_{xm}$  – коефіцієнти сили лобового опору, обумовлені відповідно силами тиску і силами тертя;

$F_m$  – поверхня тертя.

Співвідношення між складовими  $R_{xm}$  і  $R_{xd}$  може бути цілком різним. При обтіканні, наприклад, плоскої тонкої пластини, поставленої перпендикулярно потоку повітря, буде значна сила  $R_{xd}$  і дуже мала сила  $R_{xm}$ . Якщо ж пластинку розташувати по напрямку потоку повітря, то  $R_{xd} = 0$ , а  $R_{xm}$  буде вельми значною.

### 3. Коефіцієнт сили лобового опору симетричних тіл

Коефіцієнти проекцій аеродинамічної сили і моменту визначаються експериментально в потоці із рівномірним полем швидкостей. Значення їх залежить від числа Рейнольдса.

Зміна коефіцієнта сили лобового опору кулі залежно від числа Рейнольдса наведено на графіці – експериментальна крива 3 (рис. 3.5).

При малих значеннях числа Рейнольдса ( $Re < 1$ ) крива приблизно описується формулою Стоксу (крива 1):

$$C_x = \frac{24}{Re}. \quad (3.16)$$

У декілька більшому діапазоні значень числа Рейнольдса ( $R < 2$ ). точніше формула Озіна (крива 2):

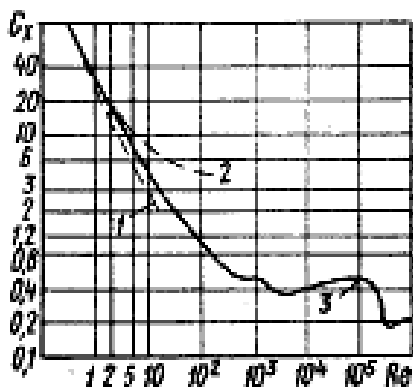


Рис. 3.5

$$C_x = \frac{24}{Re} \cdot \left( 1 + \frac{3}{16} \cdot Re \right). \quad (3.17)$$

Як бачимо, із збільшенням числа Рейнольдса коефіцієнт лобового опору зменшується і при  $Re = 10^3 - 10^5$  досягає значення 0,4-0,48. Потім при подальшому збільшенні  $Re$  (приблизно від  $10^5$  до  $4 \cdot 10^5$ ) значення коефіцієнта  $C_x$  різко зменшується до 0,2. Ця зона падіння опору носить назву критичної.

Виявляється, що критична зона пов'язана з переходом пограничного шару кулі із ламінарного стану в турбулентний. Таким чином, під час переходу пограничного шару із ламінарного режиму в турбулентний коефіцієнт лобового опору різко зменшується.

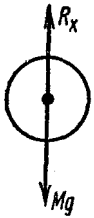


#### 4. Швидкості витання і зрушування

Як відомо, при пневматичному транспортуванні твердих домішок швидкість повітря у повітроводах має бути більше швидкості витання і зрушування з тим, що б домішці можна було переміщати у вертикальних повітроводах вгору і у разі їх осідання на дні горизонтальних повітроводах зрушити з місця.

Розглянемо, як за допомогою законів аеродинаміки встановлюються залежності для цих двох швидкостей.

Спочатку встановимо залежність для швидкості витання. Хай на тіло вагою  $Mg$  ( $M$  – маса тіла) набігає потік повітря, що рухається від низу до верху з такою швидкістю  $w$ , що тіло не піднімається і не опускається, а знаходиться на одному і тому ж рівні, як би повисає в повітрі (рис. 3.6). При цьому воно може переміщатися в горизонтальній площині під дією підйомної і бічної сил. Отже, тіло висітиме в повітрі. Швидкість, при якій це відбувається, називається швидкістю витання.



Очевидно, ця швидкість визначається за умови, що сила лобового опору дорівнює вазі тіла

$$R_x = M \cdot g \quad (3.18)$$

або

$$C_x \cdot F \cdot \frac{\rho \cdot w_g^2}{2} = M \cdot g. \quad (3.19)$$

Враховуючи, що  $C_x = f_x(\text{Re})$ , отримуємо:

$$f_x\left(\frac{w \cdot d}{\nu}\right) \cdot F \cdot \frac{\rho \cdot w_g^2}{2} = M \cdot g. \quad (3.20)$$

Рис. 3.6

З цього рівняння, якщо відома функція  $f_x$ , можна визначити швидкість витання. У окремому випадку для кулі діаметром  $d$  при  $\text{Re} < 1$  маємо  $C_x = 24/\text{Re}$ , і тоді:

$$\frac{24 \cdot \nu}{w_g \cdot d} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{\rho \cdot w_g^2}{2} = \rho_m \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{6} \cdot g, \quad (3.21)$$

де  $\rho_m$  – щільність матеріалу кулі.

Із останнього рівняння виходить, що швидкість витання

$$w_g = \frac{\rho_m \cdot g \cdot d^2}{18 \cdot \rho \cdot \nu}. \quad (3.22)$$

Якщо швидкість повітря  $w > w_g$ , то тіло почне рухатися вгору із швидкістю  $w_m$ , визначуваною рівнянням

$$R_z - M \cdot g = M \cdot \frac{dw_m}{dt} \quad (3.23)$$

або

$$C_x \cdot F \cdot \frac{\rho}{2} \cdot (w - w_m)^2 - M \cdot g = M \cdot \frac{dw_m}{dt}. \quad (3.24)$$

Слід зазначити, що швидкість повітря  $w > w_m$ , оскільки частина енергії потоку повітря витрачатиметься на підйом тіла. Разом з тим слід зазначити, що

$$C_x = f_x(\text{Re}), \text{ але вже } \text{Re} = \frac{(w - w_m) \cdot d}{\nu}.$$

Встановимо тепер залежність для швидкості зрушування. Зважаючи на складність питання аеродинамічний момент вважатимемо рівними нулю. Нехай на тіло вагою  $Mg = R_y$ , лежаче на горизонтальній площині, набігає горизонтальний потік повітря з такою швидкістю, що тіло піднімається в повітря або ковзає по площині по напрямку течії (рис. 3.7).

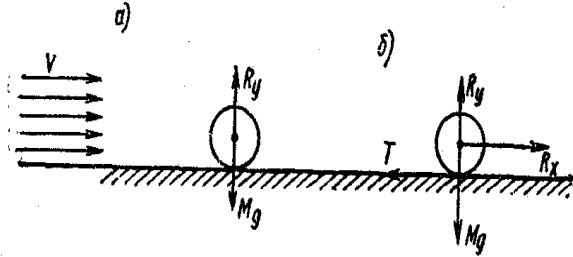


Рис. 3.7

У першому випадку  $Mg = R_y$  і, очевидно, швидкість зрушування визначатиметься з умови, що підйомна сила дорівнює силі тяжіння (рис. 3.7, а)

$$R_y = M \cdot g \quad (3.25)$$

або

$$C_y \cdot F \cdot \frac{\rho \cdot w_{mp}^2}{2} = M \cdot g. \quad (3.26)$$

Приймає до відому, що  $C_y = f_y(\text{Re})$ , запишемо

$$f_y \left( \frac{w_{mp} \cdot d}{\nu} \right) \cdot F \cdot \frac{\rho \cdot w_{mp}^2}{2} = M \cdot g. \quad (3.27)$$

Із цього рівняння, якщо відома функція  $f_y$ , можна визначити швидкість зрушування.

Якщо швидкість повітря  $w > w_{mp}$ , то тіло почне рухатися із швидкістю  $w_m$ , визначуваною рівнянням

$$R_y - M \cdot g = M \cdot \frac{dw_m}{dt} \quad (3.28)$$

або

$$C_y \cdot F \cdot \frac{\rho}{2} \cdot (w - w_m)^2 - M \cdot g = M \cdot \frac{dw_m}{dt}. \quad (3.29)$$

У другому випадку  $Mg > R_y$  (див. рис. 3.7, б) і швидкість зрушування визначається із умови, що сила лобового опору дорівнює силі тертя  $R_x = T$  або

$$R_x = f \cdot (M \cdot g - R_y), \quad (3.30)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя.

З цього виходить:

$$C_x \cdot F \cdot \frac{\rho \cdot w_m^2}{2} = f \left( M \cdot g - C_y \cdot F \cdot \frac{\rho \cdot w_{mp}^2}{2} \right) \quad (3.31)$$

або

$$f_x \cdot \left( \frac{w_{mp} \cdot d}{\nu} \right) \cdot F \cdot \frac{\rho \cdot w_m^2}{2} = f \cdot \left[ M \cdot g - f_y \cdot \left( \frac{w_{mp} \cdot d}{\nu} \right) \cdot F \cdot \frac{\rho \cdot w_{mp}^2}{2} \right]. \quad (3.32)$$

Із цього рівняння, якщо відомі функції  $f_x$  і  $f_y$ , можна знайти швидкість зрушування.

Якщо швидкість повітря  $w > w_{mp}$ , то тіло почне ковзати по площині із

швидкістю  $w_m$ , визначуваною рівнянням

$$R_x - f \cdot (M \cdot g - R_y) = M \cdot \frac{dw_m}{dt} \quad (3.33)$$

або

$$C_x \cdot F \cdot \frac{\rho}{2} \cdot (w - w_m)^2 - f \cdot \left[ M \cdot g - C_y \cdot F \cdot \frac{\rho}{2} \cdot (w - w_m)^2 \right] = M \cdot \frac{dw_m}{dt}. \quad (3.34)$$

Необхідно відзначити, що якщо швидкість витання визначається по одній залежності, то швидкість зрушування визначається по двох залежностях. Очевидно, для швидкості зрушування перший випадок характерний для легких тіл, а другий – для важких тіл.

### **Контрольні запитання:**

1. Як змінюється тиск по периметру кулі, яку обтікає повітря?
2. Що таке «аеродинамічний коефіцієнт»?
3. Дайте визначення терміну «аеродинамічна сила»?
4. Дайте визначення терміну «аеродинамічний момент»?
5. Як залежить аеродинамічний коефіцієнт від числа Рейнольдса?
6. Як визначити швидкість витання частки в повітряному потоці?
7. Що таке швидкість зрушування?
8. Принцип дії систем аспірації і пневмотранспорту.

### **Тема 3.3. Розрахунок ізотермічних та неізотермічних припливних вентиляційних струменів. Конвекційні струмені. Рух повітря у відсмоктуючому отворі**

1. Свободні неізотермічні струмені. Плоский неізотермічний струмень. Неізотермічний струмень круглого перетину.
2. Конвекційні струмені.
3. Рух повітря у відсмоктуючому отворі.

#### **1. Свободні неізотермічні струмені. Плоский неізотермічний струмень. Неізотермічний струмень круглого перетину**

##### Схема неізотермічного струменя.

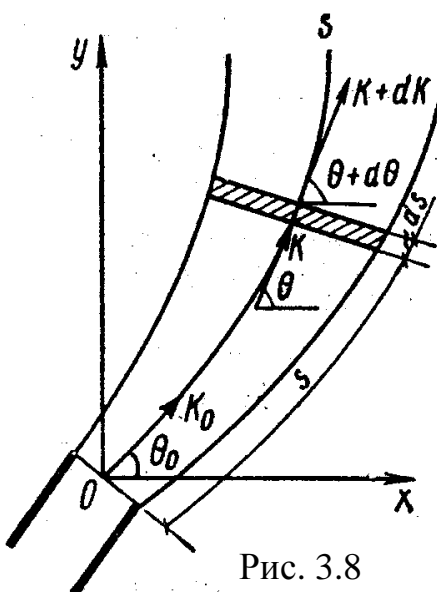


Рис. 3.8

Неізотермічний струмінь утворюється у тому випадку, коли температура повітря в струмені на виході з отвору  $t_0$  відрізняється від температури навколишнього повітря. Оскільки такий струмінь легший або важчий за об'єм витисненого ним повітря, то за законом Архімеда він спливатиме або тонути в навколишньому повітрі. При цьому траєкторія струменя скривлюється.

За основу теорії вільних неізотермічних струменів, що викладається нижче, прийнята спрощена теорія вільних ізотермічних струменів.

Схема неізотермічного струменя нагрітого повітря, витікаючого з отвору під кутом  $\theta$  до горизонту, приведена на рис. 3.8. Межі струменя криволінійні. У струмені наявні початкові і основні ділянки з тим, що розділяє їх перехідний перетин. На початковій ділянці відбувається перебудова полів швидкостей і температур в поля основної ділянки.

Початкова ділянка нагрітого неізотермічного струменя, випущеною під кутом до горизонту, в даний час погано вивчена. Тому надалі розглядуватимемо тільки основну її ділянку, вважаючи, що спочатку струмінь має рівномірні поля швидкостей і температур. Розширення основної ділянки неізотермічного струменя приймається таким же, як і розширення основної ділянки ізотермічного струменя.

На осі струменя основної ділянки швидкість безперервно зменшується. З видаленням від осі до периферії швидкість також безперервно зменшується і на межі струменя стає рівною нулю. Зміна відносній швидкості  $w$  в поперечному перетині основної ділянки струменя приймається по Шліхтінгу (див. (3.35)):

$$\bar{w} = (1 - \bar{y}^{1.5})^2, \quad (3.35)$$

де  $\bar{w} = w / w_{oc}$ ,  $y = y / y_{ep}$  ( $w$  – швидкість в точці, що віддалена від осі струменя на відстань  $y$ ;  $y_{ep}$  – напівширина струменя).

Зміна відносної надлишкової температури в поперечному перетині основної ділянки струменя приймається по Тейлору:

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t}{\Delta t_{oc}} = \frac{(t - t_{навк})}{(t_{oc} - t_{навк})} = \sqrt{\bar{w}}, \quad (3.36)$$

де  $t$  – температура в будь-якій точці поперечного перетину струменя;

$t_{oc}$  – температура на осі струменя того ж перетину;

$t_{навк}$  – температура навколишнього повітря.

Статичний тиск змінюється по довжині струменя і не дорівнює статичному тиску навколишнього повітря.

Для відмірюваного по викривленій осі струменя на відстані  $s$  від отвору елементарного шару товщиною  $ds$  можна написати наступні рівняння кількості руху:

$$(K + dK) \cdot \cos(\theta + d\theta) - K \cdot \cos \theta = 0, \quad (3.37)$$

у проекціях на вісь абсцис

$$(K + dK) \cdot \sin(\theta + d\theta) - K \cdot \sin \theta = R_a - (R_a + dR_a), \quad (3.38)$$

де  $K$  – кількість руху, що проходить через перетин, видалений на відстань  $s$  від отвору;

$R_a$  – архимедова сила;

$\theta$  – кут між віссю струменя в перетині  $s$  і віссю абсцис.

Перетворюючи обидва ці рівняння кількості руху, а саме замінюючи косинус і синус суми двох кутів, перемножуючи вирази в дужках, враховуючи, що  $\cos d\theta = 1$ ;  $\sin d\theta = d\theta$ ;  $\sin \theta d\theta = -d \cos \theta$ ;  $\cos d\theta = d \sin \theta$ , і відкидаючи нескінченно малі величини другого порядку, відповідно отримаємо

$$d(K \cdot \cos \theta) = 0, \quad (3.39)$$

$$d(K \cdot \sin \theta) = -dR_a. \quad (3.40)$$

Кількість надлишкового тепла по довжині струменя залишається незмінною:

$$Q = Q_0, \quad (3.41)$$

де  $Q$  – надлишкового кількість тепла, що проходить в перетині  $s$ ;

$Q_0$  – те ж, на початку струменя.

При вивченні неізотермічних струменів додатково вводяться наступні коефіцієнти:

коефіцієнт поля надлишкових температур

$$k_{\Delta t} = \frac{\Delta t_{cp1}}{\Delta t_{oc}} = \frac{1}{\Delta t_{oc} \cdot F} \cdot \int_F \Delta t \cdot d\bar{f} = \int_0^1 \Delta \bar{t} \cdot d\bar{f}, \quad (3.42)$$

температурний аналог коефіцієнта Буссиньєска

$$\beta_{\Delta t} = \frac{\Delta t_{cp}}{\Delta t_{cp1}} = \frac{1}{\Delta t_{cp1} \cdot F \cdot w_{cp}} \cdot \int_F \Delta t \cdot w \cdot df = \frac{1}{k \cdot k_{\Delta t}} \cdot \int_0^1 \Delta \bar{t} \cdot \bar{w} \cdot d\bar{f}, \quad (3.43)$$

де  $\Delta t_{cp1}$  і  $\Delta t_{cp}$  – середня надлишкова температура в поперечному перетині струменя відповідно за площею і по витраті;

$F$  – площа поперечного перетину струменя.

На основі описаної схеми неізотермічного струменя і її особливостей встановимо залежності для основної ділянки, а також виявимо рівняння для визначення викривлення осі різних струменів.

#### Плоский неізотермічний струмінь.

Із нескінченно довгої щілини постійної ширини під кутом  $\theta$  до горизонту витікає нагріте повітря, утворюючи викривлений струмінь рис. 3.9). Поля швидкостей і температур на виході із щілини рівномірні.

Початок координат помістимо посередині ширини щілини, вісь абсцис  $x$  направимо горизонтально, а вісь ординат  $y$  – вертикально (назустріч силі тяжіння)

Відносна напівширина струменя

$$\bar{B} = \frac{B}{B_0} = \frac{0,22 \cdot s}{B_0} = 0,22 \cdot \bar{s}, \quad (3.44)$$

де  $\bar{s} = s / B_0$  – відносна відстань від сопла до розглянутого перетину, що відміряється повздовж викривленої осі струменя;

$B_0$  – напівширина щілини.

Відносну середню швидкість встановимо за допомогою введення відносної кількості руху:

$$\bar{K} = \frac{K}{K_0} = \frac{\beta \cdot \rho \cdot 2 \cdot B \cdot w_{cp}^2}{\rho_0 \cdot 2 \cdot B_0 \cdot w_0^2} = \beta \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \bar{B} \cdot \bar{w}_{cp}^2, \quad (3.45)$$

звідки

$$\bar{w}_{cp} = \frac{w_{cp}}{w_0} = \sqrt{\frac{1}{\beta} \cdot \frac{\rho_0}{\rho} \cdot \frac{\bar{K}}{\bar{B}}}. \quad (3.46)$$

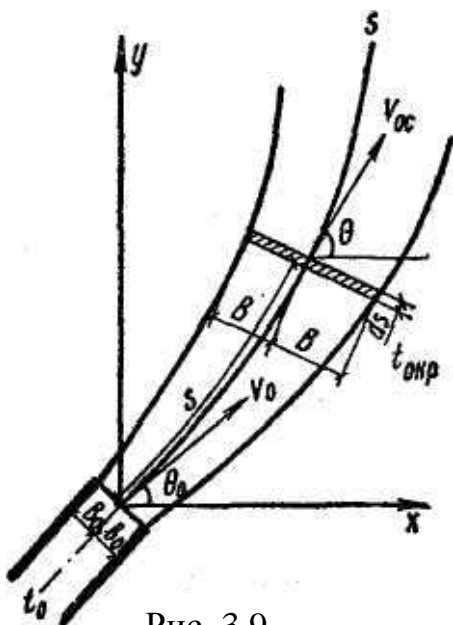


Рис. 3.9

Відносна швидкість на осі

$$\bar{w}_{oc} = \frac{w_{oc}}{w_0} = \frac{1}{k} \cdot \bar{w}_{cp} = \frac{1}{k} \cdot \sqrt{\frac{1}{\beta} \cdot \frac{\rho_0}{\rho} \cdot \frac{\bar{K}}{\bar{B}}}. \quad (3.47)$$

Відносну середню надлишкову температуру знаходимо із рівняння (3.41):

$$c \cdot \rho \cdot 2 \cdot B \cdot w_{cp} \cdot \Delta t_{cp} = c \cdot \rho_0 \cdot 2 \cdot B \cdot w_0 \cdot \Delta t_0, \quad (3.48)$$

де  $c$  – питома теплоємність повітря.

$$\Delta \bar{t}_{cp} = \frac{\Delta t_{cp}}{\Delta t_0} = \frac{\rho_0}{\rho} \cdot \frac{1}{\bar{B} \cdot \bar{w}_{cp}} = \sqrt{\beta \cdot \frac{\rho_0}{\rho} \cdot \frac{1}{\bar{K} \cdot \bar{B}}}. \quad (3.49)$$

Відносна надлишкова температура на осі струменя

$$\Delta \bar{t}_{oc} = \frac{\Delta t_{oc}}{\Delta t_0} = \frac{\Delta t_{oc}}{\Delta t_{cp1}} \cdot \frac{\Delta t_{cp1}}{\Delta t_{cp}} \cdot \frac{\Delta t_{cp}}{\Delta t_0} = \frac{1}{k_{\Delta t} \cdot \beta_{\Delta t}} \cdot \Delta \bar{t}_{cp} \quad (3.50)$$

або

$$\Delta \bar{t}_{oc} = \frac{1}{k_{\Delta t} \cdot \beta_{\Delta t}} \cdot \sqrt{\beta \cdot \frac{\rho_0}{\rho} \cdot \frac{1}{\bar{K} \cdot \bar{B}}}. \quad (3.51)$$

Відносна об'ємна витрата в струмені

$$\bar{L} = \frac{L}{L_0} = \frac{2 \cdot B \cdot w_{cp}}{2 \cdot B \cdot w_0} = \bar{B} \cdot \bar{w}_{cp} = \sqrt{\frac{1}{\beta} \cdot \frac{\rho_0}{\rho} \cdot \bar{K} \cdot \bar{B}}. \quad (3.52)$$

Відносна кінетична енергія

$$\bar{E} = \frac{E}{E_0} = \alpha \cdot \bar{L} \cdot \bar{w}_{co}^2 = \frac{\alpha \cdot \sqrt{(\rho_0 / \rho)^3 \cdot \bar{K}^3}}{\beta \cdot \sqrt{\beta \cdot \bar{B}}}. \quad (3.53)$$

Коефіцієнти, що входять у залежності (3.46) - (3.53) виходячи із даних для плоских ізотермічних струменів мають такі значення:  $k = 0,45$ ,  $\beta = 1,56$ ,  $\alpha = 2,68$ .

Значення коефіцієнтів  $k_{\Delta t}$ ,  $\beta_{\Delta t}$  визначаємо з використанням формул (3.42) - (3.43), де  $\bar{w}$  приймаємо по залежності (3.35), а  $\Delta \bar{t}$  – по залежності (3.36), і вважаючи, що  $y = b$ ;  $y_{cp} = B$  і  $d\bar{f} = d\bar{b}$ . В такому випадку:

$$k_{\Delta t} = \int_0^1 (1 - \bar{b}^{1,5}) \cdot d\bar{b} = 0,6, \quad (3.54)$$

$$\beta_{\Delta t} = \frac{1}{k \cdot k_{\Delta t}} \cdot \int_0^1 (1 - \bar{b}^{1,5})^3 \cdot d\bar{b} = \frac{0,368}{0,45 \cdot 0,6} = 1,36. \quad (3.55)$$

Слід також відмітити, що при користуванні формулами відносна відстань  $\bar{s}$  має бути більшою відносною відстані до перехідного перетину  $\bar{s}_{nep}$ , яке, проте, невідоме. Тому рекомендується  $\bar{s}_{nep}$  приймати в першому наближенні як для плоского ізотермічного струменя, тобто  $\bar{s}_{nep} = 14,4$ .

#### Неізотермічний струмінь круглого перетину.

З круглого отвору під кутом  $\theta$  до горизонту витікає нагріте повітря і утворює викривлений струмінь (див. рис. 9.2, замінюючи  $B_0$ ,  $B$  на  $R_0$ ,  $R$ ). Поля швидкостей і температур на виході з отвору рівномірні.

Початок координат помістимо в центрі вихідного перетину сопла, вісь абсцис  $x$  направимо горизонтально, а вісь ординат  $y$  – вертикально (назустріч силі тяжіння). Відносний радіус струменя

$$\bar{R} = R / R_0 = 0,22 \cdot s / R_0 = 0,22 \cdot \bar{s}, \quad (3.56)$$

де  $\bar{s} = s/R_0$  – відносна відстань від сопла до даного перетину, відмірюване по викривленій осі струменя;

$R_0$  – радіус отвору.

Відносну середню швидкість встановимо із рівняння відносної кількості руху:

$$\bar{K} = \frac{K}{K_0} = \frac{\beta \cdot \rho \cdot \pi \cdot R^2 \cdot w_{cp}^2}{\rho_0 \cdot \pi \cdot R_0^2 \cdot w_0^2} = \beta \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \bar{R}^2 \cdot \bar{w}_{cp}^2, \quad (3.57)$$

звідки

$$\bar{w}_{cp} = \frac{w_{cp}}{w_0} = \sqrt{\frac{1}{\beta} \cdot \frac{\rho_0}{\rho} \cdot \frac{\bar{K}}{\bar{R}^2}}. \quad (3.58)$$

Відносна швидкість на осі

$$\bar{w}_{oc} = \frac{w_{oc}}{w_0} = \frac{1}{k} \cdot \bar{w}_{cp} = \frac{1}{k} \cdot \sqrt{\frac{1}{\beta} \cdot \frac{\rho_0}{\rho} \cdot \frac{\bar{K}}{\bar{R}^2}}. \quad (3.59)$$

Відносну середню надлишкову температуру знайдемо із рівняння постійності надлишкового тепла в струмені. Згідно вираженню (3.41)

$$c \cdot \rho \cdot \pi \cdot R^2 \cdot w_{cp} \cdot \Delta t_{cp} = c \cdot \rho_0 \cdot \pi \cdot R_0^2 \cdot w_0 \cdot \Delta t_0, \quad (3.60)$$

де  $c$  – питома теплоємність повітря.

$$\Delta \bar{t}_{cp} = \frac{\Delta t_{cp}}{\Delta t_0} = \frac{\rho_0}{\rho} \cdot \frac{1}{\bar{R}^2 \cdot \bar{w}_{cp}} = \sqrt{\beta \cdot \frac{\rho_0}{\rho} \cdot \frac{1}{\bar{K} \cdot \bar{R}^2}}. \quad (3.61)$$

Відносна надлишкова температура на осі струменя

$$\Delta \bar{t}_{oc} = \frac{\Delta t_{oc}}{\Delta t_0} = \frac{\Delta t_{oc}}{\Delta t_{cp1}} \cdot \frac{\Delta t_{cp1}}{\Delta t_{cp}} \cdot \frac{\Delta t_{cp}}{\Delta t_0} = \frac{1}{k_{\Delta t} \cdot \beta_{\Delta t}} \cdot \Delta \bar{t}_{cp} \quad (3.62)$$

або

$$\Delta \bar{t}_{oc} = \frac{1}{k_{\Delta t} \cdot \beta_{\Delta t}} \cdot \sqrt{\beta \cdot \frac{\rho_0}{\rho} \cdot \frac{1}{\bar{K} \cdot \bar{R}^2}}. \quad (3.63)$$

Відносна об'ємна витрата в струмені

$$\bar{L} = \frac{L}{L_0} = \frac{\pi \cdot R^2 \cdot w_{cp}}{\pi \cdot R_0^2 \cdot w_0} = \bar{R}^2 \cdot \bar{w}_{cp} = \sqrt{\frac{1}{\beta} \cdot \frac{\rho_0}{\rho} \cdot \bar{K} \cdot \bar{R}^2}. \quad (3.64)$$

Відносна кінетична енергія

$$\bar{E} = \frac{E}{E_0} = \alpha \cdot \bar{L} \cdot \bar{w}_{cp}^2 = \frac{\alpha \cdot \sqrt{(\rho_0 / \rho)^3 \cdot \bar{K}^3}}{\beta \cdot \sqrt{\beta \cdot \bar{R}}}. \quad (3.65)$$

Коефіцієнти, що входять у залежності (3.46) - (3.53) виходячи із даних для плоских ізотермічних струменів мають такі значення:  $k = 0,258$ ,  $\beta = 2,02$ ,  $\alpha = 4,06$ .

Значення коефіцієнтів  $k_{\Delta t}$ ,  $\beta_{\Delta t}$  визначаємо з використанням формул (3.58) - (3.65), де  $\bar{w}$  приймаємо по залежності (3.58), а  $\Delta \bar{t}$  – по залежності (3.63), і вважаючи,

що  $y = r$ ;  $y_{zp} = R$  і  $df = 2 \cdot \bar{r} \cdot d\bar{r}$ . В такому випадку:

$$k_{\Delta t} = 2 \cdot \int_0^1 (1 - \bar{r}^{1,5}) \cdot \bar{r} \cdot d\bar{r} = 0,428, \quad (3.66)$$

$$\beta_{\Delta t} = \frac{2}{k \cdot k_{\Delta t}} \cdot \int_0^1 (1 - \bar{r}^{1,5})^3 \cdot \bar{r} \cdot d\bar{r} = \frac{2 \cdot 0,09}{0,258 \cdot 0,428} = 1,63. \quad (3.64)$$

Слід відмітити, що наведені розрахункові формули можуть використовуватися для струменів, що витікають із прямокутних отворів з співвідношенням сторін менш 20 і взагалі для любого отвору з співвідношенням сторін, близькому до одиниці, якщо замість  $R_0$  увести  $R_{екв}$ , що розраховується по формулі:

$$R_{екв} = \sqrt{\frac{1}{\pi} \cdot F_0} = 0,565 \cdot \sqrt{F_0}. \quad (3.65)$$

При користуванні формулами відносна відстань  $\bar{s}$  має бути більше відносної відстані до перехідного перетину  $\bar{s}_{пер}$ , яке, проте, невідоме. Тому рекомендується  $\bar{s}_{пер}$  приймати в першому наближенні як для круглого ізотермічного струменя, тобто  $\bar{s}_{пер} = 12,4$ .

## 2. Конвекційні струмені

### Схема вільного конвективного струменя.

Конвективний, або тепловий, струмінь виникає над джерелом тепла. Тепло від джерела передається прилеглим шарам повітря, які, розширюючись, стають менш щільними в порівнянні з навколишнім повітрям і піднімаються вгору. Їх місце займає повітря навколишнього простору, яке, нагріваючись, також піднімається вгору. Таким чином, створюється конвективний струмінь. Якщо потужність джерела тепла достатньо велика, то викликаний ним конвективний струмінь буде турбулентний.

Теорія конвективних турбулентних струменів викладається в основному по Г. Н. Абрамовічу.

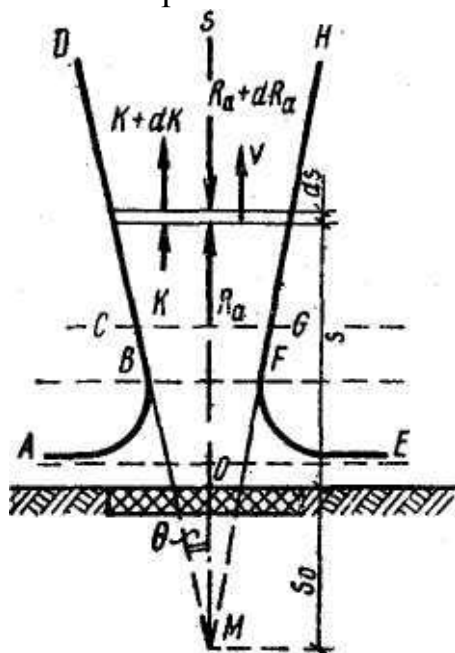


Рис. 3.10

Спостереження над підфарбованими конвективними струменями і виміри швидкостей в них дозволяють прийняти спрощену схему струменя, показану на рис. 3.10. Наблизившись до нагрітої поверхні, повітря потім піднімається вертикально вгору і утворює струмінь з викривленими межами ABCD і EFGH.

У конвективному струмені розрізняють три ділянки: розгінний ABFE, перехідний BCGF і основний DCGH. Перетин BF називають стислим перетином, а перетин CG – перехідним.

На розгінній ділянці в основному виявляються архимедови сили, під дією яких швидкість руху безперервно наростає. На перехідній ділянці відбувається перебудова полів швидкостей і температур в поля цих же величин основної ділянки.



На перехідній і основній ділянках разом з підйомними силами виявляються сили турбулентної в'язкості. Під дією останніх струмів безперервно розширюється за течією.

Межі перехідної і основної ділянок  $BCD$  і  $FGH$  при їх продовженні перетинаються в деякій точці  $M$ , званого полюсом конвективного струменя. Кут бічного розширення  $\theta$  перехідної і основної ділянок струменя так само, як і для ізотермічних струменів, рівний  $12^\circ 25'$ .

Розгінна і перехідна ділянки конвективних струменів до цих пір погано вивчені. Внаслідок цього надалі розглядатиметься лише основна ділянка струменя. На основній ділянці струменя спостерігається зменшення за течією швидкості і температури повітря. Поля швидкостей в поперечних перетинах основної ділянки струменя задовільно описуються аналітичною залежністю Шліхтінга (3.35), а поля температур – залежністю Тейлора (3.36).

Якщо виділити в струмені на відстані  $s$  від джерела тепла елементарний шар товщиною  $ds$ , то стосовно цього об'єму можна написати рівняння кількості руху в проекціях на осі струменя:

$$dK = -dR_a, \quad (3.66)$$

де  $K$  – кількість руху, що проходить через перетин, видалений на відстань  $s$  від джерела тепла;

$R_a$  – архимедова сила.

Кількість тепла по довжині струменя зберігається постійною

$$Q = Q_0, \quad (3.67)$$

де  $Q$  – надмірна кількість тепла, що проходить через перетин, видалений на відстань  $s$  від джерела тепла, в одиницю часу;

$Q_0$  – кількість конвективного тепла, тепла, що виділяється джерелом, в одиницю часу.

Для конвективних струменів коефіцієнти поля швидкостей, Буссинеска і Коріоліса, коефіцієнт поля температур і температурний аналог коефіцієнта Буссинеска приймаються такими ж, як і для неізотермічних струменів.

На основі описаної схеми і рівнянь (3.66) і (3.67) встановимо залежності для основної ділянки плоского конвективного струменя і струменя круглого перетину.

#### Плоский конвективний струмінь.

Над нескінченно довгим джерелом тепла постійної ширини  $2B_0$  піднімається плоский конвективний струмінь (див. рис. 3.10).

Початок координат помістимо посередині верхній грані джерела тепла, а вісь абсцис  $s$  направимо вгору по осі струменя. Напівширину струменя визначимо по формулі

$$B = (s - s_0) \cdot \operatorname{tg} \theta = 0,22 \cdot (s - s_0), \quad (3.68)$$

де  $s_0$  – абсциса полюса струменя; на підставі дослідів встановлено, що  $s_0 = -2B_0$ .

Середню швидкість в поперечному перетині струменя знаходимо, використовуючи рівняння кількості руху, що на одиницю довжини джерела тепла:

$$K = \beta \cdot \rho \cdot 2 \cdot B \cdot w_{cp}^2. \quad (3.69)$$

Звідси

$$w_{cp} = \sqrt{\frac{K}{\beta \cdot \rho \cdot 2 \cdot B}}. \quad (3.70)$$

Вважаючи, що  $\rho \approx \rho_{навк}$ , де  $\rho_{навк}$  – щільність навколишнього повітря, і замінюючи  $B$  згідно залежності (3.68), одержуємо

$$w_{cp} = \sqrt{\frac{K}{0,44 \cdot \beta \cdot \rho_{навк} \cdot (s - s_0)}}. \quad (3.71)$$

Кількість руху (3.66) для плоского конвективного струменя має вигляд

$$dK = (\rho_{навк} - \rho_{cp1}) \cdot g \cdot 2 \cdot B \cdot ds. \quad (3.72)$$

Підставляючи кількість руху по (3.72) в залежність (3.71) і виконавши певні перетворення, маємо

$$w_{cp} = \sqrt[3]{\frac{g \cdot Q_0}{0,44 \cdot c \cdot \beta \cdot \beta_{\Delta t} \cdot \rho_{навк} \cdot T_{навк}}}. \quad (3.72)$$

Оскільки  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $c = 1 \text{ кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$ ;  $\beta = 1,56$ ;  $\beta_{\Delta t} = 1,36$ ;  $\rho_{навк} = 1,2 \text{ кг/м}^3$ ;  $T_{навк} = 293$ , одержуємо

$$w_{cp} = 0,31 \cdot Q_0^{1/3}. \quad (3.73)$$

Швидкість на осі струменя

$$w_{oc} = \frac{1}{k} \cdot w_{cp} = \frac{1}{0,45} \cdot 0,31 \cdot Q_0^{1/3} = 0,69 \cdot Q_0^{1/3}. \quad (3.74)$$

Середня надлишкова температура

$$\Delta t_{cp} = \frac{Q_0}{c \cdot \rho_{навк} \cdot 2 \cdot B \cdot w_{cp}} = \frac{Q_0}{1 \cdot 1,2 \cdot 0,44 \cdot (s - s_0) \cdot 0,31 \cdot Q_0^{1/3}} = 6,1 \cdot \frac{Q_0^{2/3}}{s - s_0}. \quad (3.75)$$

Надлишкова температура на осі струменя

$$\Delta t_{oc} = \frac{1}{k_{\Delta t} \cdot \beta_{\Delta t}} \cdot \Delta t_{cp} = \frac{6,1 \cdot Q_0^{2/3}}{0,6 \cdot 1,36 \cdot (s - s_0)} = 7,5 \cdot \frac{Q_0^{2/3}}{s - s_0}. \quad (3.76)$$

Об'ємна витрата, що на одиницю довжини джерела тепла в секунду:

$$L = 2 \cdot B \cdot w_{cp} = 0,44 \cdot (s - s_0) \cdot 0,31 \cdot Q_0^{1/3} = 0,136 \cdot Q_0^{1/3} (s - s_0). \quad (3.77)$$

Кінетична енергія, що на одиницю довжини джерела тепла:

$$E = \alpha \cdot L \cdot \frac{\rho_{навк} \cdot w_{cp}^2}{2} = 2,68 \cdot 0,136 \cdot Q_0^{1/3} \cdot (s - s_0) \cdot \frac{1,2}{2} \cdot 0,31^2 \cdot Q_0^{2/3} = 0,021 \cdot Q_0 \cdot (s - s_0). \quad (3.78)$$

Формули (3.73) - (3.78) справедливі при  $s \geq s_{неp}$ , де  $s_{неp} = 10 \cdot B_0$ . Для при-  
близних розрахунків ці залежності достовірні і при  $s = s_{сжс} = 2 \cdot B_0$ .

Конвективна теплота, кВт, що на одиницю довжини джерела тепла, розраховується по формулі:

$$Q_0 = \alpha \cdot 2 \cdot B_0 \cdot (t_n - t_{навк}) / 1000, \quad (3.79)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup> · °C);

$t_n$  – температура поверхні джерела теплоти, °C.

Необхідно відзначити, що виведені розрахункові формули для плоского

струменя і для струменя над джерелом тепла кінцевої довжини справедливі, якщо відношення його довжини до ширини не менше 20.

Конвективний струмінь круглого перетину.

Над круглим в плані джерелом тепла радіусом  $R_o$  піднімається конвективний струмінь круглого перетину (див. рис. 3.10).

Початок координат помістимо в центрі верхньої грані джерела тепла, а вісь абсцис направимо вгору по осі струменя.

Радіус струменя на перехідній і основній ділянках

$$R = (s - s_0) \cdot \operatorname{tg} \theta = 0,22 \cdot (s - s_0), \quad (3.80)$$

де  $s_0$  – абсциса полюса струменя; на підставі дослідів встановлено, що

$$s_0 = -2R_o.$$

Середню швидкість в поперечному перетині цих двох ділянок струменя визначимо, використовуючи рівняння кількості руху:

$$K = \beta \cdot \rho \cdot \pi \cdot R^2 \cdot w_{cp}^2. \quad (3.81)$$

Звідси

$$w_{cp} = \sqrt{\frac{K}{\beta \cdot \rho \cdot \pi \cdot R^2}}. \quad (3.82)$$

Вважаючи, що  $\rho \approx \rho_{\text{навк}}$ , де  $\rho_{\text{навк}}$  – щільність навколишнього повітря, і замінюючи  $R$  згідно залежності (3.80), одержуємо

$$w_{cp} = \frac{1}{0,22} \cdot \sqrt{\frac{K}{\pi \cdot \beta \cdot \rho_{\text{навк}}}} \cdot \frac{1}{(s - s_0)}. \quad (3.83)$$

Кількість руху (3.81) для круглого конвективного струменя має вигляд

$$dK = (\rho_{\text{навк}} - \rho_{cp1}) \cdot g \cdot \pi \cdot R^2 \cdot ds. \quad (3.84)$$

Підставляючи кількість руху по (3.84) в залежність (3.83) і виконавши певні перетворення, маємо

$$w_{cp} = \sqrt[3]{\frac{1,55 \cdot Q_0}{\pi \cdot c \cdot \beta \cdot \beta_{\Delta t} \cdot \rho_{\text{навк}} \cdot T_{\text{навк}}}}. \quad (3.85)$$

Оскільки  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $c = 1 \text{ кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{С)}$ ;  $\beta = 2,02$ ;  $\beta_{\Delta t} = 1,63$ ;  $\rho_{\text{навк}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$ ;  $T_{\text{навк}} = 293$ , одержуємо

$$w_{cp} = 0,346 \cdot \left( \frac{Q_0}{s - s_0} \right)^{1/3}. \quad (3.86)$$

Швидкість на осі струменя

$$w_{oc} = \frac{1}{k} w_{cp} = \frac{0,346}{0,258} \cdot \left( \frac{Q_0}{s - s_0} \right)^{1/3} = 1,34 \cdot \left( \frac{Q_0}{s - s_0} \right)^{1/3}. \quad (3.87)$$

Середня надлишкова температура

$$\begin{aligned} \Delta t_{cp} &= \frac{Q_0}{c \cdot \rho \cdot \pi \cdot R^2 \cdot w_{cp}} \approx \frac{Q_0}{c \cdot \rho_{\text{навк}} \cdot \pi \cdot R^2 \cdot w_{cp}} = \\ &= \frac{Q_0 \cdot (s - s_0)^{1/3}}{1 \cdot 1,2 \cdot \pi \cdot 0,22^2 \cdot (s - s_0)^2 \cdot 0,346 \cdot Q_0^{1/3}} = 15,8 \cdot \frac{Q_0^{2/3}}{(s - s_0)^{5/3}}. \end{aligned} \quad (3.88)$$

Надлишкова температура на осі струменя

$$\Delta t_{oc} = \frac{1}{k_{\Delta t} \cdot \beta_{\Delta t}} \cdot \Delta t_{cp} = \frac{15,8 \cdot Q_0^{2/3}}{0,428 \cdot 1,63 \cdot (s - s_0)^{5/3}} = 22,5 \cdot \frac{Q_0^{2/3}}{(s - s_0)^{5/3}}. \quad (3.89)$$

Об'ємна витрата круглого конвективного струменя в секунду:

$$L = \pi \cdot R^2 \cdot w_{cp} = \pi \cdot 0,22^2 \cdot 0,346 \cdot \left( \frac{Q_0}{s - s_0} \right)^{1/3} = 0,052 \cdot Q_0^{1/3} (s - s_0)^{5/3}. \quad (3.90)$$

Кінетична енергія:

$$E = \alpha \cdot L \cdot \frac{\rho_{навк} \cdot w_{cp}^2}{2} = 4,06 \cdot 0,052 \cdot Q_0^{1/3} \cdot (s - s_0)^{5/3} \cdot \frac{1,2}{2} \times \\ \times 0,346^2 \cdot \left( \frac{Q_0}{s - s_0} \right)^{2/3} = 0,0152 \cdot Q_0 \cdot (s - s_0). \quad (3.91)$$

Формули (3.86) - (3.91) справедливі при  $s \geq s_{nep}$ , де  $s_{nep} = 10 \cdot R_0$ . Для при-  
близних розрахунків ці залежності достовірні і при  $s \geq s_{сж} = 2 \cdot R_0$ .

Конвективна теплота, кВт, від круглого джерела, розраховується по формулі:

$$Q_0 = \alpha \cdot \pi \cdot R_0^2 \cdot (t_n - t_{навк}) / 1000, \quad (3.92)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup> · °C);

$t_n$  – температура поверхні джерела теплоти, °C.

Необхідно відзначити, що виведені розрахункові формули справедливі для конвективного струменя над джерелом тепла прямокутної форми, якщо відношення його довжини до ширини не менше 20, і взагалі, над любым джерелом теплоти із співвідношенням сторін близько одиниці.

У цих випадках при розрахунках кількості конвективної теплоти замість  $R_0$  треба використовувати  $R_{екв}$ , що визначається по формулі

$$R_{екв} = \sqrt{\frac{1}{\pi} \cdot F_0} = 0,565 \cdot \sqrt{F_0}, \quad (3.93)$$

де  $F_0$  – площа тепловідділючої поверхні джерела теплоти.

### 3. Рух повітря у відсмоктуючому отворі

#### Загальні відомості про всмоктуючі факели.

Всмоктуючим факелом називається течія, що виникає біля витяжного отвору або патрубка. Всмоктуючий факел завжди більшою чи меншою мірою обмежений твердими стінками. Залежності для всмоктуючих факелів корінним чином відрізняються від залежностей для припливних і конвективних струменів.

Течія у всмоктуючих факелах можна вважати за потенційний. Вплив в'язкості виявляється тільки в дуже вузькому пограничному шарі поблизу стінок, де відбувається швидке падіння швидкості до нуля. Внаслідок цього для дослідження всмоктуючих факелів використовуються усі методи аеродинаміки, розроблені для потенційних течій.

В даний час для встановлення залежностей для швидкостей у всмоктуючих факелах застосовуються наступні методи: інтеграція рівняння Лапласа, накладення потоків, конформне відображення і магнітна аналогія.

Повітря до витяжного отвору рухається зазвичай з усіх боків, внаслідок чого різко скорочується район активної дії всмоктуючого факела. При цьому швидкості у всмоктуючих факелах на видаленні в один-два калібри і більш починають підкорятися залежностям для точкових стоків на плоскості або в просторі.

Нижче розглядаються найбільш прості, підтверджені досвідченими даними залежності для швидкості повітря на осі різних факелів.

### Швидкість на осі факела у отворів в плоскій стінці.

**Прямокутний отвір** має довжину  $2a$  і ширину  $2b$  (рис. 3.11). Початок координат помістимо в центрі отвору, осі  $x$  і  $y$  направимо по стінці, а вісь  $z$  – по осі факела.

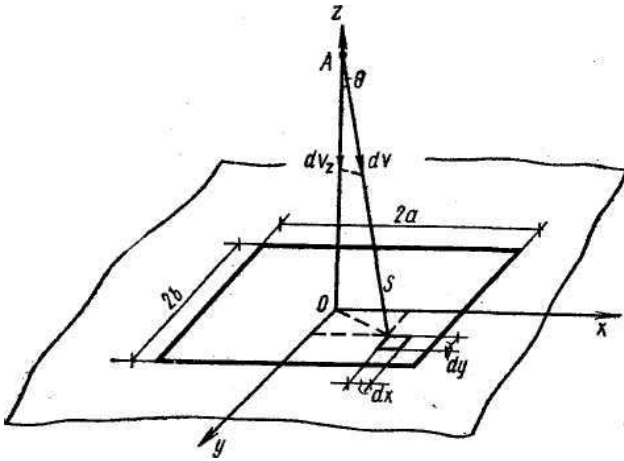


Рис. 3.11

Виділимо на відстані  $x$  і  $y$  від центру отвору елементарний отвір площею  $dx dy$ . Об'ємна витрата повітря через цей отвір

$$dL = w_0 \cdot dx \cdot dy, \quad (3.94)$$

де  $w_0$  – швидкість повітря в елементарному отворі.

Розглядаючи елементарний отвір як точковий стік в напівпросторі, можемо визначити швидкість, яку стік викликає в точці  $A$ , лежачою на осі  $z$ :

$$dw = \frac{dL}{2 \cdot \pi \cdot s^2} = \frac{w_0 \cdot dx \cdot dy}{2 \cdot \pi \cdot s^2}, \quad (3.95)$$

де  $s$  – відстань від елементарного отвору до точки  $A$ .

Проекція цій швидкості на вісь факела

$$dw_z = dw \cdot \cos \theta. \quad (3.96)$$

Таким чином

$$dw_z = \frac{w_0 \cdot dx \cdot dy}{2 \cdot \pi \cdot s^2} \cdot \cos \theta. \quad (3.97)$$

Підставляючи сюди

$$s = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2} \quad \text{і} \quad \cos \theta = z / s = z / \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}, \quad (3.98)$$

отримаємо

$$dw_z = \frac{w_0 \cdot z \cdot dx \cdot dy}{2 \cdot \pi \cdot (x^2 + y^2 + z^2)^{3/2}}. \quad (3.99)$$

У такому разі швидкість на осі факела

$$w_z = 4 \cdot \int_0^b \int_0^a \frac{w_0 \cdot z \cdot dx \cdot dy}{2 \cdot \pi \cdot (x^2 + y^2 + z^2)^{3/2}}. \quad (3.100)$$

Вважаючи  $w_0 = w_{cp} = L/4ab$  і двічі інтегруючи, матимемо

$$\bar{w}_z = \frac{2}{\pi} \cdot \arctg(\bar{z}) \cdot \sqrt{1 + \frac{b^2}{a^2} \cdot (1 + \bar{z}^2)}, \quad (3.101)$$

де  $w_z = w_z / w_0$ ,  $\bar{z} = z / b$ .

У окремому випадку для квадратного отвору  $a = b$  залежність (11.1) спрощується до вигляду

$$\bar{w}_z = \frac{2}{\pi} \cdot \arctg(\bar{z}) \cdot \sqrt{2 + \bar{z}^2}. \quad (3.102)$$

У разі нескінченної довгої щілини  $a = \infty$  одержуємо

$$\bar{w}_z = \frac{2}{\pi} \cdot \arctg(\bar{z}). \quad (3.103)$$

**Круглий отвір** має радіус  $R$  (рис. 3.12). Початок координат помістимо в центрі отвору, вісь  $\rho$  направимо по стінці, а вісь  $z$  – по осі факела.

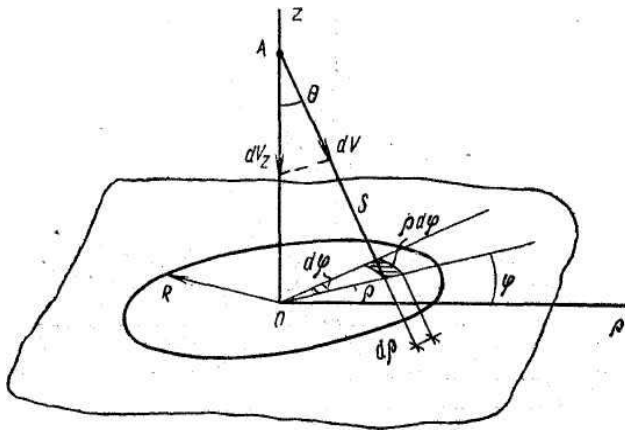


Рис. 3.12

Виділимо на відстані  $\rho$  від центру отвору елементарний отвір площею  $\rho d\phi d\rho$ . Об'ємна витрата повітря через цей отвір

$$dL = w_0 \cdot \rho \cdot d\phi \cdot d\rho. \quad (3.104)$$

Швидкість в точці  $A$ , що викликається елементарним всмоктуючим отвором:

$$dw = \frac{dL}{2 \cdot \pi \cdot s^2} = \frac{w_0 \cdot \rho \cdot d\rho \cdot d\phi}{2 \cdot \pi \cdot s^2}, \quad (3.105)$$

де  $s_0$  – відстань від елементарного отвору до точки  $A$ .

Проекція цієї швидкості на вісь факелу

$$dw_z = \frac{w_0 \cdot \rho \cdot d\rho \cdot d\phi}{2 \cdot \pi \cdot s^2} \cdot \cos \theta. \quad (3.106)$$

Підставляючи сюди

$$s = \sqrt{\rho^2 + z^2} \quad \text{і} \quad \cos \theta = z / s = z / \sqrt{\rho^2 + z^2}, \quad (3.107)$$

Отримаємо

$$dw_z = \frac{w_0 \cdot z \cdot \rho \cdot d\rho \cdot d\phi}{2 \cdot \pi \cdot (\rho^2 + z^2)^{3/2}}. \quad (3.108)$$

У такому разі швидкість на осі факела

$$w_z = 4 \cdot \int_0^{2\pi} \int_0^R \frac{w_0 \cdot z \cdot \rho \cdot d\rho \cdot d\phi}{2 \cdot \pi \cdot (\rho^2 + z^2)^{3/2}}. \quad (3.109)$$

Вважаючи  $w_0 = w_{cp} = L/\pi R^2$  і двічі інтегруючи, матимемо

$$\bar{w}_z = 1 - \frac{\bar{z}}{\sqrt{1 + \bar{z}^2}}. \quad (3.110)$$

де  $w_z = w_z / w_0$ ,  $\bar{z} = z / R$ .

### **Контрольні запитання:**

1. Який струмінь називаємо неізотермічним?
2. На які характерні ділянки можна розділити вентиляційний струмінь?
3. Які основні постулати розрахунку неізотермічних струменів?
4. По якій залежності відбувається зміна відносній швидкості  $w$  в поперечному перетині основної ділянки струменя?
5. По якій залежності відбувається зміна відносної надлишкової температури в поперечному перетині основної ділянки струменя?
6. Як змінюється кількість надлишкового тепла по довжині струменя?
7. Як скривлюється траєкторія неізотермічного струменя в залежності від його температури?
8. Якою можна вважати течія у всмоктуючих факелах?

## **РЕКОМЕНДОВАНІ ДЖЕРЕЛА**

### **Основні**

1. Іонін А.А. Газопостачання. – М.: Будіздат, 1989. – 439 с.
2. Альтшуль А.Д., Кисельов П.Г. Гідравліка і аеродинаміка. – М.: Будіздат, 1975. – 323 с.
3. Соколов Є.Я. Теплофікація і теплові мережі. – М.: Енергія, 1975. – 376 с.
4. Опалення і вентиляція. Ч.1. Опалення / П.М. Каменєв, А.М. Сканаві, В.М. Богословський і інш. – М.: Будіздат, 1979. – 480 с.
5. Талієв В.М. Аеродинаміка вентиляції. – М.: Будіздат, 1979. – 295 с.

### **Додаткові**

1. Єнін П.М., Шишко Г.Г., Предун К.М. Газопостачання населених пунктів і об'єктів природним газом: Навчальний посібник. – К.: Логос, 2002. – 198 с.
2. Довідковий посібник по гідравліці, гідромашинам та гідроприводу. – Мінськ: Вища школа, 1976. – 416 с.
3. Розрахунок і проектування теплових мереж / А.Ф. Строй, В.Л. Скальський. – К.: Будівельник, 1981. – 143 с.
4. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник / Под общ. ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 552 с.
5. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей / Под ред. инж. А.А. Николаева. – М.: Издательство литературы по строительству, 1965. – 360 с.
6. Страус В. Промислове очищення газів: Переклад з англійської. – М.: Хімія, 1981. – 616 с.
7. Проектування промислової вентиляції: Довідник. – К.: Будівельник, 1983. – 256 с.

## **РЕСУРСИ**

1. [www.mon.gov.ua](http://www.mon.gov.ua)
2. [www.ksame.kharkov.ua](http://www.ksame.kharkov.ua)
3. [www.ksame.kharkov.ua/moodle/](http://www.ksame.kharkov.ua/moodle/)
4. [www.ksame.kharkov.ua/portal/](http://www.ksame.kharkov.ua/portal/)
5. [html//eprints.kname.edu.ua/](http://html//eprints.kname.edu.ua/)
6. [html//library.kname.kharkov.ua:8080//](http://html//library.kname.kharkov.ua:8080//)

## **БІБЛІОТЕКИ:**

1. ХНАМГ – 61002, м. Харків, вул. Револуції, 12, тел.: 707-30-13.
2. Обласна наукова – 61002, м. Харків, пров. Короленко, 12.

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

**РОМАШКО** Олександр Васильович

Конспект лекцій

з дисципліни

**«СПЕЦПИТАННЯ ГІДРАВЛІКИ СИСТЕМ  
ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ І ВЕНТИЛЯЦІЇ»**

*(для студентів 3 курсу денної та 4 курсу заочної  
форм навчання освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр  
напрямку підготовки 6.060101 «Будівництво»  
спеціальності «Теплогазопостачання і вентиляція»  
та для слухачів другої вищої освіти спеціальності  
7.06010107 «Теплогазопостачання і вентиляція»)*

Відповідальний за випуск *І. І. Капцов*

*За авторською редакцією*

Комп'ютерне верстання *К. А. Алексанян*

План 2010, поз. 64Л

---

Підп. до друку 27.03.2012 р.

Формат 60×84/16

Друк на різнографі.

Ум. друк. арк. 3,2

Тираж 50 пр.

Зам. №

Видавець і виготовлювач:

Харківський національний університет  
міського господарства імені О. М. Бекетова  
вул. Революції, 12, Харків, 61002

Електронна адреса: [rectorat@kname.edu.ua](mailto:rectorat@kname.edu.ua)

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:

ДК № 4064 від 12.05.2011 р.